

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra výrobních strojů a konstruování**

**Konstrukční návrh zařízení pro manipulaci s válcovanými  
profily**

**Engineering Design of Device for Handling with Rolled  
Profiles**

**Student:**

**Bc. Lukáš Pastor**

**Vedoucí diplomové práce:**

**Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

**Ostrava 2019**

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Pastor**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Konstrukční návrh zařízení pro manipulaci s válcovanými profily**  
**Engineering Design of Device for Handling with Rolled Profiles.**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte zařízení pro manipulaci s válcovanými profily, jehož účelem bude ulehčit namáhavou práci obsluhy rovnačky při manipulaci s rovnými profily po procesu rovnání. Navržené zařízení zajistí manipulaci a dopravu profilů k další výrobní operaci. Hmotnost jednoho profilu je v rozsahu 10 až 250 kg. Délka profilu je 5 až 12 m. Zařízení bude umístěno na hale Válcovny speciálních profilů v prostoru úpravny společnosti VUHZ a. s. Zpracujte variantní řešení a pro vybranou variantu zpracujte podrobná 3D model. Proveďte kontrolu vybraných kritických míst konstrukce. Výkresová dokumentace bude v rozsahu dle dohody s vedoucím práce.

### Seznam doporučené odborné literatury:


KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3  
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1  
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

  
doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20. 5. 2019

  
.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo o nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20. 5. 2019

  
.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Pastor

Adresa trvalého pohybu autora práce:

Dobrá 237, 739 51

## ANOTACE

PASTOR, L. *Konstrukční návrh zařízení pro manipulaci s válcovanými profily*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2019, 69 s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení pro manipulaci s válcovanými profily, jehož účelem je ulehčit namáhavou práci obsluhy rovnačky při manipulaci s rovnými profily po procesu rovnání. Zařízení zachytí profil po vyjetí z rovnačky, který je následně příčně přepravován do kapes pro další zpracování. V úvodu práce je představen výrobní proces speciálních profilů z pohledu dopravy materiálu. Další část se zabývá popisem současného stavu zařízení za rovnačkou profilů. Poté následují návrhy možných variant konstrukčního řešení s následným vlastním konstrukčním řešením, včetně popisu jednotlivých částí a početního řešení nejdůležitějších konstrukčních uzlů. Součástí diplomové práce je taktéž výkresová dokumentace vybraných částí.

## ANNOTATION

PASTOR, L. *Engineering design of device for Handling with Rolled Profiles: Master's Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design, 2019, 69 pg. Thesis head: Kubín, T.

The master's thesis deals with the design of the device for handling rolled profiles, whose purpose is to facilitate the strenuous work of the leveler operator when handling straight profiles after the straightening process. The device catches the profile after leaving the straightener, which is then laterally transported into the pockets for further processing. In the introduction of the work is described the production process of special profiles from the perspective of material transport. The next part is devoted to the description of the current state of the device behind the profile straightener. Then there are suggestions of possible variants of constructional solution with its own design solution, including description of individual parts and numerical solution of the most important construction nodes. Part of the thesis is also drawing documentation of selected parts.

# Obsah

Seznam použitých symbolů .....	7
Úvod.....	11
1 Analýza současného stavu .....	12
1. 1 Postup výrobního procesu.....	14
1. 2 Zařízení pro manipulaci s válcovanými profily za rovnačkou .....	19
2 Koncepční návrhy řešení .....	21
3 Realizovaný konstrukční návrh .....	24
3. 1 Popis válečkového dopravníku a zarážek .....	25
3. 2 Popis řetězového vlečnicku .....	29
3. 3 Popis řetězového dopravníku.....	31
3. 4 Popis sdružovacích kapes .....	33
3. 5 Logika pracovních operací.....	34
4 Návrh a výpočet posuvné zarážky .....	37
4. 1 Výpočet nárazové síly.....	37
4. 2 Návrh pneumatického válce.....	39
4. 3 Pevnostní analýza rámu .....	40
4. 4 Návrh přímočarého upínače zarážky .....	43
4. 5 Návrh a kontrola nosných rolen.....	44
5 Návrh a výpočet vlečnicku .....	45
5. 1 Výpočet tažné síly a návrh pohonu.....	45
5. 2 Pevnostní kontrola řetězu.....	52
6 Návrh a výpočet řetězového dopravníku .....	55
6. 1 Výpočet dopravníku a návrh pohonu.....	55
6. 2 Pevnostní kontrola dopravního řetězu .....	62
7 Závěr.....	65
8 Seznam použité literatury .....	66
9 Seznam příloh.....	68

## Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
$A_1$	Osová vzdálenost mezi kladkou a hnaným kolem vlečnicku	[m]
$A_2$	Osová vzdálenost mezi kladkou a hnaným kolem dopravníku	[m]
$D_{1d}$	Roztečný průměr řetězového kola dopravníku	[m]
$D_{1v}$	Roztečný průměr řetězového kola vlečnicku	[m]
$d_{1d}$	Průměr hnacího hřídele dopravníku	[m]
$d_{1v}$	Průměr hnacího hřídele vlečnicku	[m]
$d_{2d}$	Průměr hřídele v místě uložení hnacího kola	[m]
$d_{2v}$	Průměr hřídele v místě uložení hnacího kola	[m]
$d_k$	Průměr kolíku	[m]
$F_1$	Síla působící na pero v náboji vlečnicku	[N]
$F_2$	Síla působící na pero v náboji dopravníku	[N]
$F_{c1}$	Tahová složka řetězu vlečnicku	[N]
$F_{c2}$	Tahová složka řetězu dopravníku	[N]
$F_{m1}$	Tahová složka řetězu vlečnicku od tíhy řetězu	[N]
$F_{m2}$	Tahová složka řetězu dopravníku od tíhy řetězu	[N]
$F_n$	Nárazová síla	[N]
$F_{n0,5}$	Nárazová síla poloviční	[N]
$F_p$	Síla pneumatického válce při vysunutí	[N]
$F_{pz}$	Zadržná síla brzdy pneumatického válce	[N]
$F_{pt1}$	Síla při přetržení řetězu 12B-1	[N]
$F_{pt2}$	Síla při přetržení řetězu 16B-1	[N]
$F_r$	Radiální zatížení nosné rolny zarážky	[N]
$F_{rD}$	Dovolené zatížení nosné rolny zarážky	[N]

$F_{\text{ř1}}$	Tahová síla v řetězu vlečnicku	[N]
$F_{\text{ř2}}$	Tahová síla v řetězu dopravníku	[N]
$F_{\text{t1}}$	Tažná síla řetězového vlečnicku	[N]
$F_{\text{t2}}$	Tažná síla řetězového dopravníku	[N]
$f$	Součinitel smykového tření	[–]
$f_{\text{h1}}$	Součinitel počtu pracovních hodin vlečnicku	[–]
$f_{\text{h2}}$	Součinitel počtu pracovních hodin dopravníku	[–]
$f_{\text{p1}}$	Součinitel polohy nákladu vlečnicku	[–]
$f_{\text{p2}}$	Součinitel polohy nákladu dopravníku	[–]
$f_{\text{pr1}}$	Součinitel pracovního prostředí vlečnicku	[–]
$f_{\text{pr2}}$	Součinitel pracovního prostředí dopravníku	[–]
$f_{\text{r1}}$	Součinitel frekvence rozběhu vlečnicku	[–]
$f_{\text{r2}}$	Součinitel frekvence rozběhu dopravníku	[–]
$f_{\text{s1}}$	Součinitel provozu vlečnicku	[–]
$f_{\text{s2}}$	Součinitel provozu dopravníku	[–]
$f_{\text{v}}$	Součinitel rychlosti	[–]
$f_{\text{z1}}$	Součinitel charakteristiky zatížení vlečnicku	[–]
$f_{\text{z2}}$	Součinitel charakteristiky zatížení dopravníku	[–]
$g$	Gravitační zrychlení	[m · s <sup>-2</sup> ]
$h_1$	Průhyb řetězu vlečnicku	[m]
$h_2$	Průhyb řetězu dopravníku	[m]
$i_1$	Převodový poměr řetězového vlečnicku	[–]
$i_2$	Převodový poměr řetězového dopravníku	[–]
$i_d$	Počet dopravníků	[–]
$i_{\text{p1}}$	Počet profilů na řetězovém vlečnicku	[–]
$i_{\text{p2}}$	Počet profilů na řetězovém dopravníku	[–]



$i_v$	Počet vlečníků	$[-]$
$K$	Tuhost silentbloku	$[N \cdot m^{-1}]$
$K_c$	Celková tuhost pružícího zařízení	$[N \cdot m^{-1}]$
$k_{D1}$	Součinitel dynamické bezpečnosti řetězu vlečnicku	$[-]$
$k_{D2}$	Součinitel dynamické bezpečnosti řetězu dopravníku	$[-]$
$k_{min}$	Součinitel minimální bezpečnosti	$[-]$
$k_{s1}$	Součinitel statické bezpečnosti řetězu vlečnicku	$[-]$
$k_{s2}$	Součinitel statické bezpečnosti řetězu dopravníku	$[-]$
$L_{ř1v}$	Délka řetězu vlečnicku	$[m]$
$L_{ř1d}$	Délka řetězu dopravníku	$[m]$
$l_1$	Účinná délka pera vlečnicku	$[m]$
$l_2$	Účinná délka pera dopravníku	$[m]$
$l_p$	Maximální vzniklé posunutí simulací zátěže rámu zarážky	$[m]$
$M_{k1v}$	Potřebný krouticí moment pohonu řetězového vlečnicku	$[N \cdot m]$
$M_{k1d}$	Potřebný krouticí moment pohonu řetězového dopravníku	$[N \cdot m]$
$M_{k2v}$	Výstupní krouticí moment pohonu řetězového vlečnicku	$[N \cdot m]$
$M_{k2d}$	Výstupní krouticí moment pohonu řetězového dopravníku	$[N \cdot m]$
$m_1$	Hmotnost 1 m řetězu 20B-1	$[kg]$
$m_2$	Hmotnost 1 m řetězu 08B-1	$[kg]$
$m_d$	Hmotnost desky zarážky	$[kg]$
$m_{max1}$	Maximální hmotnost svazku	$[kg]$
$m_{max2}$	Maximální hmotnost nákladu	$[kg]$
$m_p$	Hmotnost nejtěžšího profilu	$[kg]$
$m_{ř1}$	Hmotnost řetězu dopravníku	$[kg]$
$P_{1v}$	Potřebný výkon řetězového vlečnicku	$[W]$
$P_{1d}$	Potřebný výkon řetězového dopravníku	$[W]$
$p_1$	Tlak v náboji hnacího řetězového kola vlečnicku	$[Pa]$

$p_2$	Tlak v náboji hnacího řetězového kola dopravníku	[Pa]
$p_D$	Dovolený tlak v náboji	[Pa]
$p_{D1}$	Dovolený tlak v kloubu řetězu vlečnicku	[Pa]
$p_{D2}$	Dovolený tlak v kloubu řetězu dopravníku	[Pa]
$p_{m1}$	Měrný tlak v kloubu řetězu vlečnicku	[Pa]
$p_{m2}$	Měrný tlak v kloubu řetězu dopravníku	[Pa]
$p_{s1}$	Směrný tlak v kloubu řetězu vlečnicku	[Pa]
$p_{s2}$	Směrný tlak v kloubu řetězu dopravníku	[Pa]
$S_{k1}$	Plocha kloubu řetězu vlečnicku	[m <sup>2</sup> ]
$S_{k2}$	Plocha kloubu řetězu dopravníku	[m <sup>2</sup> ]
$t_1$	Rozteč článků řetězu 12B-1	[m]
$t_2$	Výška drážky pro pero v náboji hnacího kola vlečnicku	[m]
$t_3$	Rozteč článků řetězu 16B-1	[m]
$t_4$	Výška drážky pro pero v náboji hnacího kola dopravníku	[m]
$v_1$	Rychlost řetězového vlečnicku	[m · s <sup>-1</sup> ]
$v_2$	Rychlost řetězového dopravníku	[m · s <sup>-1</sup> ]
$v_{1z}$	Rychlost dopravovaného profilu	[m · s <sup>-1</sup> ]
$v_{2z}$	Společná rychlost hmot	[m · s <sup>-1</sup> ]
$X_1$	Počet článků řetězu vlečnicku	[—]
$X_2$	Počet článků řetězu dopravníku	[—]
$Y$	Činitel rázů	[—]
$z_1$	Počet zubů řetězového kola vlečnicku	[—]
$z_2$	Počet zubů řetězového kola dopravníku	[—]
$\tau_k$	Napětí v krutu	[Pa]
$\tau_{Dk}$	Dovolené napětí v krutu	[Pa]
$\lambda_1$	Činitel tření dopravníku	[—]
$\lambda_2$	Činitel tření převodu	[—]

## Úvod

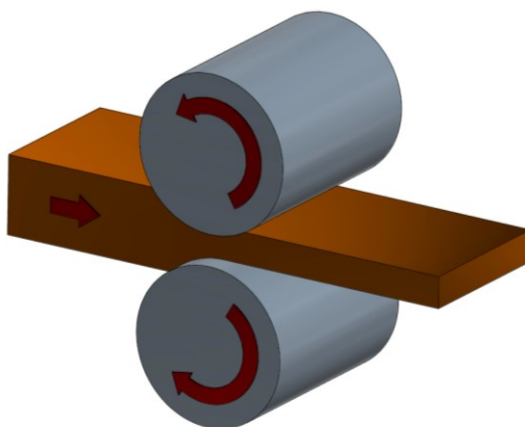
Válcovna je důležitou součástí hutního provozu, neboť v ní se uzavírá cyklus výroby a získává se konečný hutní výrobek. Vlastní uspořádání válcovny se řídí druhem válcovaných výrobků a rozsahem výroby. Hlavní jednotkou výrobního zařízení ve válcovnách je válcovací trať, ale kromě toho je nutné na trati provádět různé pomocné operace, které doplňují vlastní válcování. Proto se válcovací trať v širším slova smyslu neskládá pouze z uvedeného hlavního strojního zařízení, ale ještě z řady pomocných zařízení. Technologie výroby v moderních válcovnách je založena na spojitém postupu práce, při němž veškeré pomocné operace s vývalkem jsou plně mechanizovány a v některých případech i automatizovány. Mezi moderní válcovny patří společnost VÚHŽ a.s. jejíž divize válcovna prošla rozsáhlou modernizací, aby dosáhla většího výkonu zkrácením strojových časů a usnadnila práci obsluhy jednotlivých pracovišť, protože manipulace s válcovanými profily je velmi fyzicky náročná. Z toho důvodu je předmětem diplomové práce Konstrukční návrh zařízení pro manipulaci s válcovanými profily, který nahradí ruční práci obsluhy při manipulaci s profily po procesu rovnání a zajistí jeho další dopravu. Cílem diplomové práce je zhodnotit současný stav zařízení za rovnáčkou profilů, navrhnout varianty konstrukčního řešení dané problematiky a vybrat nejlepší možné řešení. Dále popsat navržené zařízení a prostřednictvím výpočtů ověřit správnost návrhu. [1]



Obr. 1 Ukázka výroby konečného hutního výrobku [2]

# 1 Analýza současného stavu

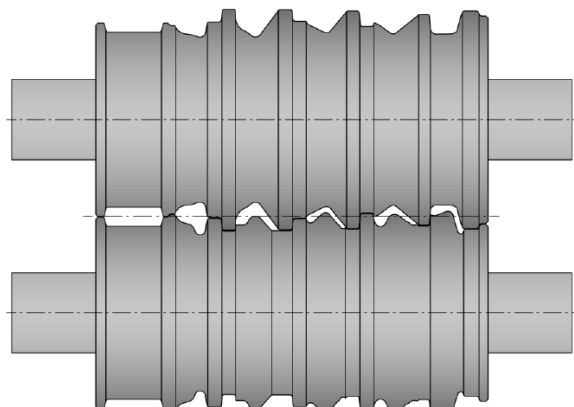
Válcování je kontinuální proces, při kterém se tvářený materiál deformuje mezi otáčejícími se pracovními válci za podmínek převažujícího všestranného tlaku. Válcovaný materiál se mezi válci deformuje, výška se snižuje, materiál se prodlužuje a současně rozšiřuje a mění se i rychlost, kterou válcovaný materiál z válcovací stolice vystupuje. Mezera mezi pracovními válci je menší než vstupní rozměr materiálu. Válcování se provádí hlavně za tepla, ale i za studena. Výsledkem procesu je vývalek. Podle směru, kterým válcovaný materiál prochází pracovními válci, podle uložení os válců vzhledem k válcovanému materiálu a podle průběhu deformace válcování dělíme na podélné, příčné a kosé. Podélné válcování je jedním z nejrozšířenějších způsobů tváření kovů. Pracovní válce jsou poháněny ve směru šípek (Obr. 1.1), vtáhnou kov mezi sebe a stlačují jeho výšku, přičemž se vývalek značně prodlužuje a také rozšiřuje. Podle druhu vývalku rozdělujeme podélné válcování na hladkých válcích a kalibrovaných válcích. [1]



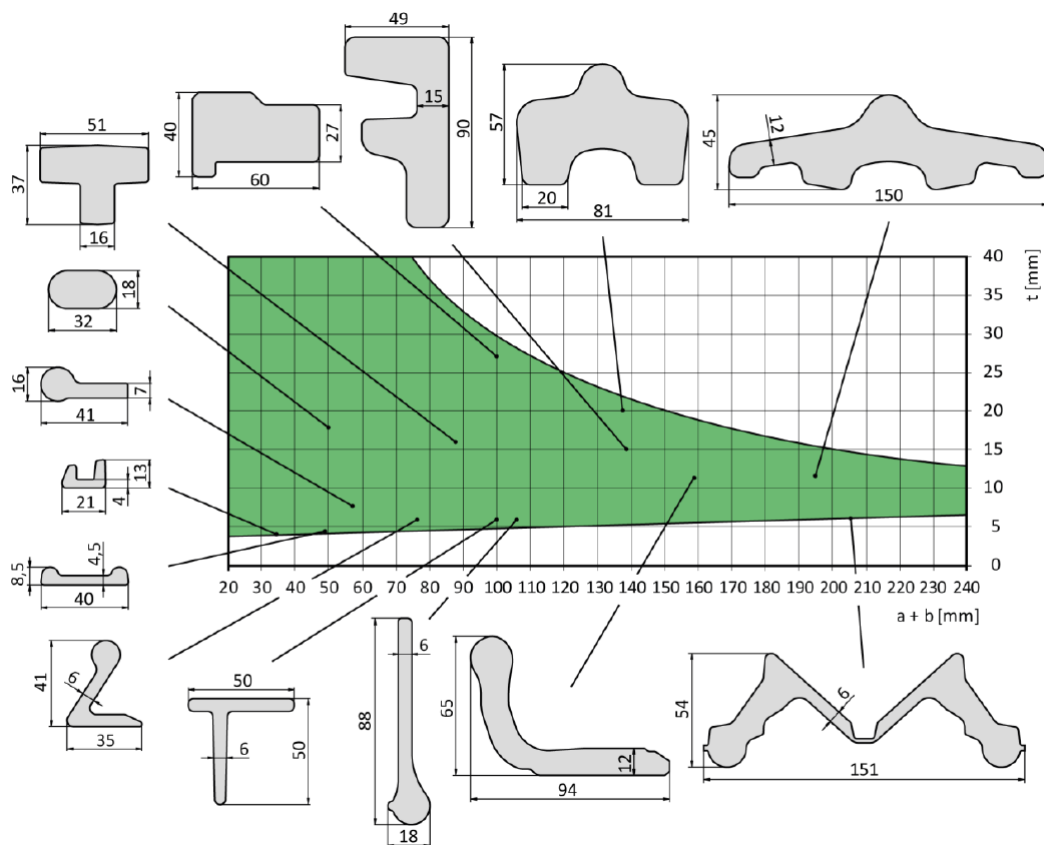
Obr. 1.1 Schéma podélného válcování na hladkých válcích

Kalibrované válce se používají při válcování profilů (Obr. 1.2), hladké válce pro válcování plechů a pásů za tepla i za studena. V pracovní části kalibrovaného válce jsou zářezy. Dva odpovídající si zářezy provedené na dvou současně pracujících válcích (horním a spodním) tvoří kalibr. Kalibrované válce lze použít na všech válcovacích tratích při válcování tvarových vývalků, navzájem se od sebe liší rozměry, tvarem a rozmístěním kalibrů. Speciální profily válcované ve společnosti VÚHŽ a.s. jsou náročné na kalibraci, protože jejich průřez je velice různorodý a tvarově složitý, kdy na pracovní

části válce se nachází hned několik kalibrů, které postupně přetvářejí materiál na tvar požadovaný zákazníkem. Profily jsou označovány za speciální, protože jsou mnohdy tvarově nesouměrné a jejich unikátní tvar bývá jen pro velmi úzké použití (Obr. 1.3). V portfoliu válcovny je více než 150 profilů a hlavními odběrateli jsou výrobci automobilových závěsů. Další využití je ve výrobě kolopásů pro lesní práce, tažírny, výrobci komponentů pro vysokozdvizné vozíky a speciální vodící profily.



Obr. 1.2 Kalibrované válce pro válcování speciálních profilů



Obr. 1.3 Diagram výrobních možností válcovny VÚHŽ a.s. [3]

## 1. 1 Postup výrobního procesu

Vstupní materiál používaný na válcovně VÚHŽ a.s. je buď čtvercového nebo kruhového příčného průřezu. Vsázka je nadělena v řezárně na pile tak aby splňovala požadavky na definované rozměry vsázky v jednom řezaném svazku, a to 6 kusů kontislitku o maximálním rozměru 0,15x0,15-6 m. Manipulace s materiálem probíhá prostřednictvím vysokozdvížného vozíku a mostového jeřábu na hale řezárny.

### Ohřev vsázky

Ohřev vsázky na teplotu až 1200 °C probíhá v průběžné krokové peci s horním ohřevem, s čelním zavážením a se skluzem ve výstupní části (Obr. 1.4). Vytápění pece je zajištěno sálavými stropními hořáky na zemní plyn. Spalovaný vzduch je předeřhříván v rekuperátoru. Spaliny jsou odváděny stropními otvory u vstupní stěny pece a navazující odtahové potrubí pece je napojeno na komín. Vsázka tvořena svazkem tyčí je dopravována zavážecím zařízením na přípravný stůl, kde je provedeno její zvážení a rozmístění obsluhou pece na pracovní pozici krokovacího stolu. Krokovým mechanismem stolu je vsázka po kusech dopravena na válečkový dopravník a jím zavedena před pec, kde je převzata krokovým mechanismem pece a dopravena do pece k ohřevu. Vsázka před pecí se ukládá do výřezů pevných a pohyblivých trámců krokového mechanismu, v peci do výřezů ve vyzdívce pevných a pohyblivých trámců nístěje. Krokovým mechanismem je vsázka postupně za současného ohřevu dopravována pecí. Posledním krokem je vsázka uložena na výstupní skluz pece, kterým se přemístí na válečkový dopravník za pecí. Jeho součástí je rovnací zařízení a odstraňovač okují s podávacím zařízením a pákový mechanismus zajišťující přeložení vsázky na stávající valník válcovací stolice. Celý proces transportu vsázky po jejím uložení na krokovací stůl je programově řízen, ale může být přepnut do ručního režimu. Vytápění pece je zajištěno sálavými stropními hořáky na zemní plyn. Spalovaný vzduch je předeřhříván v rekuperátoru. Spaliny jsou odváděny stropními otvory u vstupní stěny pece a navazující odtahové potrubí pece bude napojeno na komín společný se stávající krokovou pecí.



Obr. 1.4 Kroková pec válcovny VÚHŽ a.s. [4]



Obr. 1.5 Sochory seřazené na krokových trámčích pece

### **Ostřík okují**

Součástí válečkového dopravníku za pecí je rovnací zařízení, ostřík okují s podávacím zařízením a pákový mechanismus zajišťující přeložení vsázky na stávající valník válcovací stolice. Ostřík okují je efektivní způsob pro odstranění okují z povrchu ohřátého materiálu, pomocí vysokotlakého vodního paprsku o tlaku 300 bar, který disponuje 8 tryskami (Obr. 1.6). Tento způsob čištění se nejčastěji používá před a během tváření oceli za tepla. Okuje vznikají při ohřevu v peci, ale i během procesu přetváření a je nutné zajistit jejich odstranění, aby nedocházelo k jejich zatlačování a tím ke snižování mechanických vlastností a jakosti materiálu.





Obr. 1.6 Ostřík okují [5]

### **Válcování a chlazení profilů**

Válcování profilů probíhá na vratné duo stolici s vodorovně uloženými pracovními válci, které mění směr otáčení po každém průchodu provačku mezi válci zvoleným kalibrem, kde ho valcír nasměřuje pomocí kleští (Obr. 1.7). Po projetí provačku daným kalibrem, je uchycen druhým valcířem, který nasměřuje provalek do dalšího kalibru. Jednotlivé průchody kalibry tyč deformují po celé délce, vždy o něco blíž k výslednému tvaru profilu.



Obr. 1.7 Válcovací duo stolice [6]

Po posledním průchodu pošle operátor válcovny vývalek po valníku k chladicímu roštu, na který je příčně dopraven pomocí řetězového vlečnicku. Chladicí rošt (Obr. 1.8) slouží pro ukládání vývalků při jejich chlazení, které probíhá vzduchem s přirozeným



tahem způsobeným ochlazováním vývalků. Zařízení je tvořeno ocelovou konstrukcí, sloužící pro podporu řetězového dopravníku, na který se ukládají vývalky. Konstrukční provedení lože zajišťuje plynulou práci roštu. Po vychladnutí jsou vývalky staženy pomocí vlečníků, které daný vývalek dopraví k dorazu na válečkové trati a následně dojde k nařezání na požadované délky stacionárními pásovými pilami umístěnými na válečkové trati.

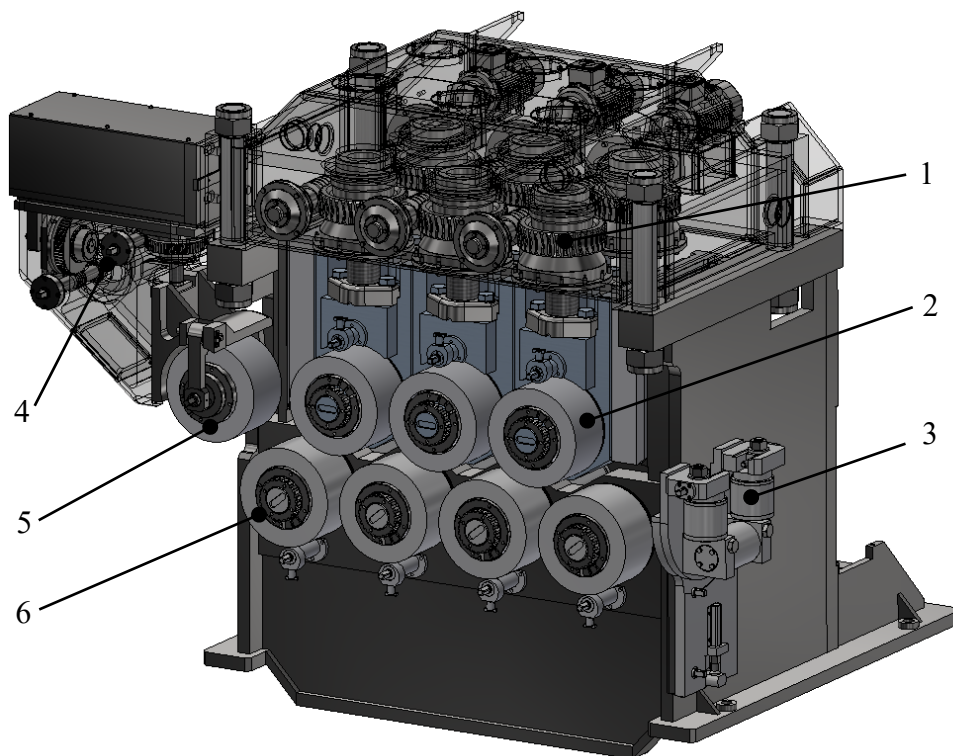


Obr. 1.8 Chladicí rošt [7]

### Úpravna profilů

Nařezané profily na expediční délky dále putují na úpravnu profilů (Obr. 1.10), která tvoří skupinu pomocných mechanismů a zařízení na rovnání, dělení, řezání, frézování, hoblování a broušení. Veškeré pomocné práce s válcovaným materiálem jsou plně mechanizovány nebo automatizovány. Větší výkonnosti válcovacích tratí se dosáhlo nejen zvýšením válcovacích rychlostí, čímž se podstatně zkrátil strojový čas, ale bylo to zejména odstranění ruční práce v různých stádiích výroby mechanizací a automatizací, čímž se značně snížila druhá složka válcovacího času, a to čas přestávek, potřebný pro pomocné operace. Konstrukce a kinematika pomocných mechanismů je značně různorodá a vyplývá z rozsáhlého sortimentu válcovaných výrobků a specifických zvláštností technologického postupu výroby různých druhů vývalků na různých tratích. Například tratě pro válcování tvarových profilů potřebují pomocné mechanismy jiného druhu než tratě pro válcování plechů. Vliv technologického postupu se hlavně projevil v souvislosti s požadavky zvýšené přesnosti válcovaných profilů,

zvýšené jakosti materiálu a s požadavky na úpravy povrchu vývalků. Celková váha pomocných zařízení válcovací trati převyšuje 3 až 4krát váhu jejího základního zařízení. K pomocným zařízením válcovací trati počítáme obvykle veškeré zařízení trati, které se přímo nepodílí na tváření vývalku. Jsou to tedy veškerá zařízení, která slouží k provedené řady přípravných a pomocných prací, doplňujících spojitý postup výroby.



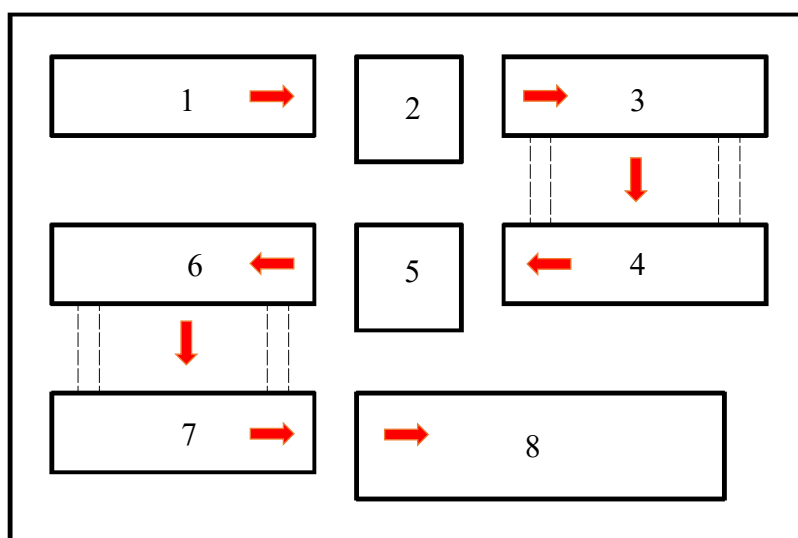
Obr. 1.9 Válečková rovnačka XLR 65

1- Stavění horních válečků; 2- Horní rovní válečky; 3- Zavaděcí zařízení; 4- Stavění výstupního válečku; 5- Výstupní váleček; 6- Spodní rovní válečky hnací.

Primárním zařízením je však rovnačka profilů. Vývalek po opuštění chladicího roštu není dostatečně rovný, hlavně v případě speciálních profilů s nesymetrickým průřezem, kde dochází vlivem nerovnoměrného chladnutí k pokřivení. Křivost vývalku se odstraňuje na 7 válečkové rovnačce XLR 65 (Obr. 1.9). Vývalek je rovnán tím, že se podrobuje plastické deformaci, a to stále se zmenšujícím ohybem. Pro dobrou práci válečkové rovnačky je velmi důležitá rozteč válečků. Velká rozteč nezaručuje dostatečnou přesnost rovnání a malá vzdálenost způsobuje vznik velkých tlaků na válcích. Pro každý profil je vždy připravena sada rovnacích válečků s daným kalibrem a mění se při každé přestavbě před válcováním nového profilu.

## 1. 2 Zařízení pro manipulaci s válcovanými profily za rovnačkou

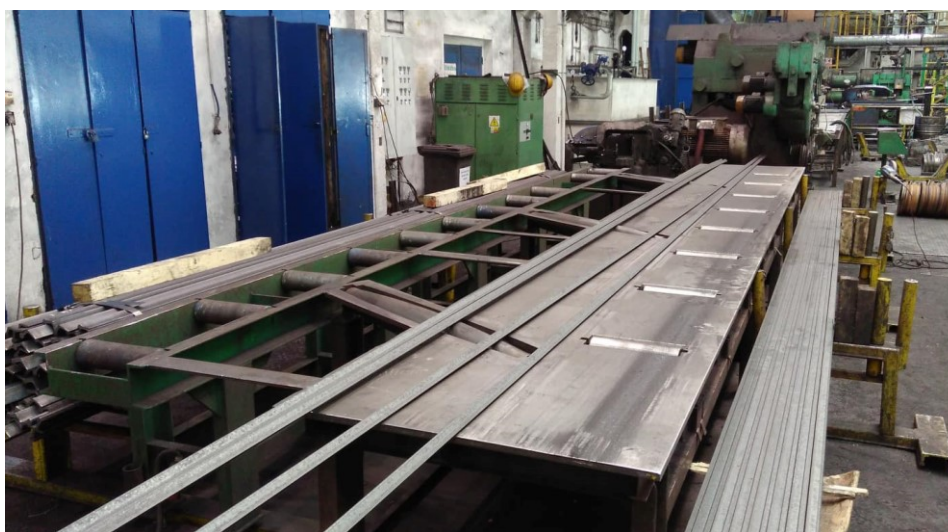
Po vychladnutí a nařezání profilu na expediční délku je dopravován po hnané válečkové trati na úpravnu profilů před rovnačku, kde pod dozorem obsluhy najede profil do zaváděcího zařízení (Obr. 1.9). Následně projde 7 válečkovou rovnačkou rychlostí  $v_r = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a vyjede na nehnaný válečkový dopravník stolu za rovnačkou profilů. Rovný profil je zachycován obsluhou rovnačky a poté byl ručně přepravován v příčném směru na druhý válečkový dopravník stolu prostřednictvím kuželových válečků, který umožňoval dopravu k dalšímu pracovišti úpravny. Nyní však během modernizace dojde ke změně uspořádání úpravny profilů vzhledem k omezenému prostoru haly, a to zapříčinilo zrušení přímého toku materiálu k dalšímu pracovišti úpravny. Po vyjetí profilu z rovnačky již není dopravován po kuželových válečcích v příčném směru, ale jsou ručně shazovány do pravoúhlých kapes (Obr. 1.11), kdy po vytvoření svazku jsou profily přepravovány pomocí mostového jeřábu na další pracoviště úpravny, a to frézování, broušení a ukládání do expedičních balíků.



Obr. 1. 10 Schéma úpravny profilů po modernizaci, rozmístění pracovišť

- 1- Rozdružovací stůl před rovnačkou; 2- Rovnačka; 3- Manipulační zařízení s válcovanými profily; 4- Rozdružovací stůl před frézou; 5- Frézka/Bruska; 6- Manipulační zařízení za frézou; 7- Rozdružovací stůl před ukládacím zařízením KPC; 8- Ukládací zařízení KPC.

Současné pracoviště za rovnačkou profilů je tvořeno stolem o délce 7 m a šířce 1,9 m, který se skládá ze dvou nehnaných válečkových dopravníků, které tvoří plechové válečky uložené v U-profilech (Obr. 1.11). Rám konstrukce je svařenec různých normalizovaných profilů. Válečkový dopravník za rovnačkou je zapuštěn do masivního plechového bloku, který zajišťuje plynulý náběh profilu na válečkovou trať z rovnačky, dále tok materiálu ve správném směru a zvyšuje životnost plechových válečků. Kuželové válečky pro příčnou dopravu jsou taktéž zapuštěny do plechu a uloženy na kuličkových ložiskách 6207 2RS ČSN 02 4630.

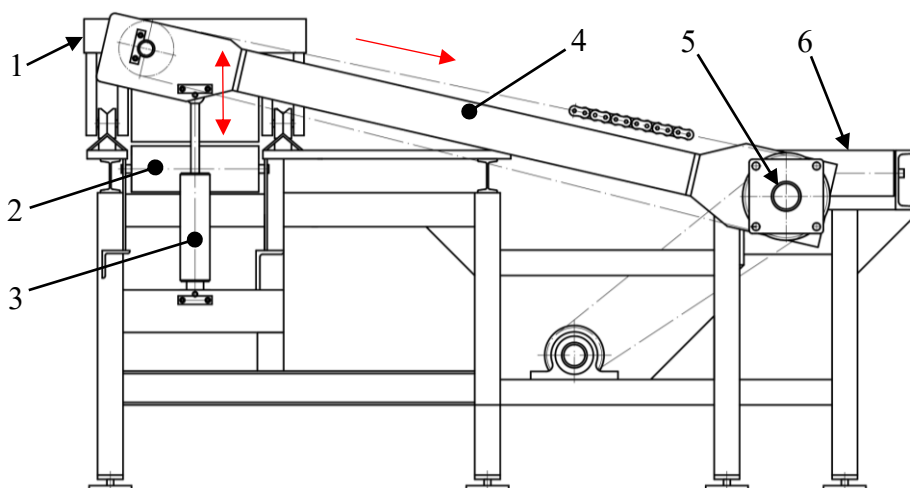


Obr. 1.11 Současné pracoviště za rovnačkou profilů

Obsluha rovnačky musí veškerou manipulační práci s profily za rovnačkou vykonávat ručně. Jde o velmi namáhavou práci, kdy hmotnost jednoho profilu může dosahovat až 250 kg. Kromě vzniku zdravotních rizik, dochází k nárustu času přestávek, a tím ke snížení výkonu pracoviště. Z těchto důvodů je tedy zřejmé, že je nutné současné zařízení za rovnačkou nahradit moderním plně mechanizovaným zařízením v duchu průmyslu 4.0 a vytvořit souvislou linku, která bude vyžadovat ruční zásah obsluhy pouze při přestavbě rovnačky během zavádění nového profilu nebo jen v ojedinělých případech. Díky odstranění ruční práce získáme efektivní zařízení pracující s minimálními přestávkami a maximálním výkonem.

## 2 Konceptní návrhy řešení

Cílem konstrukčního návrhu je vytvořit nové zařízení, které bude tvořit fungující celek navzájem na sebe navazujících operací. Struktura konstrukce prvního konceptního návrhu (Obr. 2.1) je tvořena válečkovým dopravníkem, jehož pohon není nutný z důvodu vyjetí profilu z rovnačky rychlostí  $v_r = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Druhou částí je zarážka sloužící k zastavení profilu v požadovaném místě podle délky profilu pohybující se v rozmezí 5 až 12 m. Třetí část konstrukce je tvořena řetězovým dopravníkem s přímočarým hydraulickým válcem, který umožňuje vysunutí neboli naklopení dopravní roviny řetězového dopravníku kolem pevného čepu, včetně zvednutí profilu z válečkové trati a umožní jeho dopravu na druhou stranu zařízení. Poslední část konceptního návrhu je tvořena válečkovou trati pro konečnou přepravu profilu k dalšímu pracovišti.

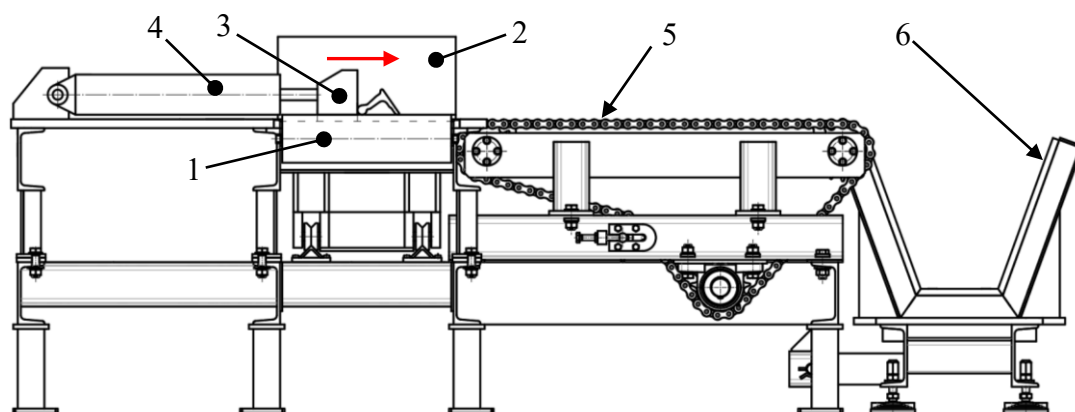


Obr. 2.1 Konceptní návrh\_1 s naklápěcím řetězovým dopravníkem

- 1- Posuvná zarážka; 2- Nehnaný válečkový dopravník; 3- Přímočarý hydromotor;  
4- Naklápěcí řetězový dopravník; 5- Čep.

Nevýhodou prvního návrhu je samotné vysouvání řetězového dopravníku nad válečkový dopravník, kdy může dojít ke kolizi s posuvnou zarážkou. Dalším problémem je nutnost hydraulického agregátu, pořizovací cena, nutný prostor pro umístění agregátu a náročná údržba hydraulického systému. Konečnou komplikací je přeprava materiálu k dalšímu pracovišti dopravníkem vzhledem k dispozici haly úpravny speciálních profilů (Obr. 1.11).

Druhá varianta konstrukce koncepčního návrhu zařízení pro manipulaci s válcovanými profily (Obr. 2.2) se skládá v první části z nehnatého válečkového dopravníku. Následující část tvoří výsuvná pevná zarážka osazená pryžovou deskou pro tlumení nárazu profilu. Pro přemístění zarážky je nutné zasunout nárazovou desku pod válečkový dopravník a posunout na požadované místo dopravníku podle délky profilu a pevně zabrzdit v dané pozici. Vysouvání a zasouvání desky je uvažováno pomocí pákového mechanismu. Třetí část koncepčního návrhu představuje tlačka vedená v lineárním vedení a poháněna pneumatickým válcem. Dalším konstrukčním uzlem je řetězový dopravník, který je tvořen svařencem nosného rámu a dopravním válečkovým řetězem. Pohon dopravníku zajišťuje elektromotor s převodovkou. Poslední část konstrukce tvoří kapsy vyložené pryžovými deskami, které jsou spojeny s rámem šroubovými spoji.



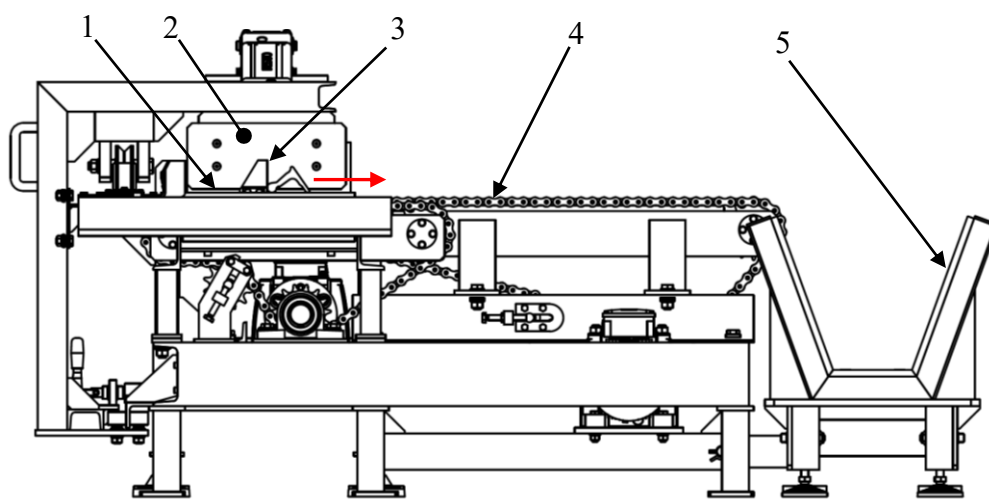
Obr. 2.2 Koncepční návrh\_2 s tlačkou a řetězovým dopravníkem

- 1- Válečkový dopravník; 2- Výsuvná zarážka; 3- Tlačka; 4- Pneumatický válec;  
5- Řetězový dopravník; 6- Kapsa.

V první fázi profil vyjede z rovnačky na nehnatý válečkový dopravník a narazí do výsuvné pevné zarážky. Následně je stažen na řetězový dopravník pomocí tlačky poháněné pneumatickým válcem. Profily se postupně řadí na řetězový dopravník a následně putují do kapes. Po seskupení určitého množství profilů, jsou ve formě svazku přepraveny mostovým jeřábem k dalšímu pracovišti. Nevýhodou tohoto návrhu je prostorově výrazná konstrukce od válečkového dopravníku směrem do průchodu a pracovního prostoru obsluhy z důvodu umístění pneumatického válce tlačky. Dalším problémem je špatný přístup k ovládání zarážky vzhledem k jejímu umístění pod válečkový dopravník a tím pádem složitá konstrukce, nutnost pohonu zarážky.



Třetí variantou koncepčního návrhu zařízení pro manipulaci s válcovanými profily je konstrukce, kterou tvoří v první fázi posuvná a zároveň sklopná zarážka (Obr. 2.3). Posuv zarážky slouží pro umístění zarážky vzhledem k nehnanému válečkovému dopravníku v požadovaném místě podle délky rovnaného profilu. Sklápění desky zarážky zajišťuje pneumatický válec. Pro příčnou dopravu profilu je zařízení vybaveno řetězovým vlečným, který je poháněn elektromotorem s čelní převodovkou. Vlečení profilu je prováděno pomocí vlečného palce, jenž je připojen k válečkovému řetězu vlečníku. Další částí konstrukce je řetězový dopravník, který slouží k příčné dopravě profilů do skružovacích kapes. Poslední částí koncepčního řešení jsou odpojitelné sdružovací kapsy. Ložné plochy kapes jsou vyloženy polyethylenovými deskami.



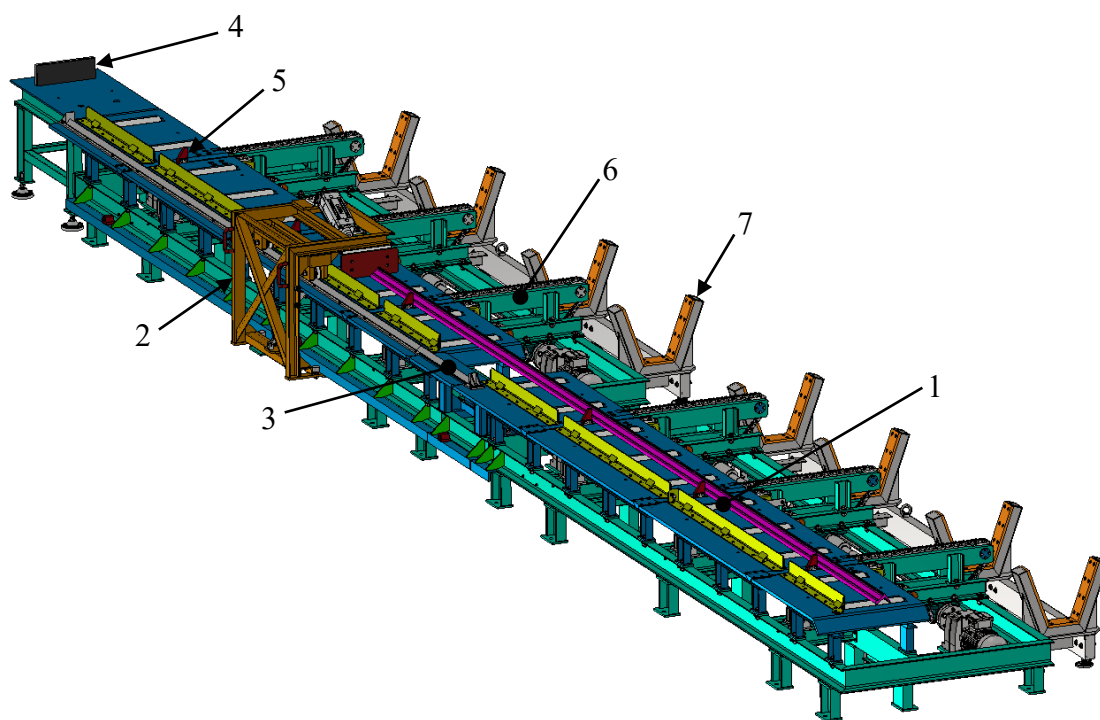
Obr. 2.3 Koncepční návrh\_3 s řetězovým vlečným a řetězovým dopravníkem

1- Válečkový dopravník; 2- Posuvná zarážka; 3- Řetězový vlečník; 4- Řetězový dopravník; 5- Sdružovací kapsy.

Návrh má oproti první a druhé variantě spoustu výhod. Hlavní výhodou je méně výrazná konstrukce do pracovního prostoru obsluhy zařízení, a to díky nahrazení tlačky řetězovým vlečným. Další výhodou této varianty je konstrukce posuvné zarážky, která svým tvarem rámu kopíruje tvar manipulátoru a tím zabírá minimální prostor a zajišťuje snadný přístup k manipulaci při jejím přestavění. Oproti první variantě je primární výhodou absence nutnosti použití drahého a prostorově náročného hydraulického agregátu pro pohon naklápění řetězového dopravníku. Na základě vyhodnocení koncepčních návrhů jsem se rozhodl pro realizaci třetí varianty, kterou se budu v mé diplomové práci dále zabývat.

### 3 Realizovaný konstrukční návrh

Realizované konstrukční řešení (Obr. 3.1) je tvořeno dvěma menšími totožnými manipulátory, které budou pracovat v časově sladěných cyklech. Délka jednoho manipulátoru je 5 m a šířka 2,1 m. Mezi manipulátory je mezera 0,6 m, která slouží pro snazší montáž a údržbu zařízení. Celková délka zařízení za rovnačkou profilů je 11,5 m. Struktura konstrukce se skládá z válečkového dopravníku, sklopné zarážky, spojovacího mostu, pevné zarážky, řetězového vlečnicku, řetězového dopravníku a sdužovacích kapes. Hlavní nosnou část konstrukce tvoří svařenec základního rámu z normalizovaných U a L profilů, ke kterému jsou pomocí šroubových spojů připojeny další části konstrukce. Jednotlivé části, které tvoří skladbu konstrukce zařízení, mají kostru tvořenou svařencem normalizovaných profilů a opracované funkční plochy vhodnou technologií obrábění. Důležitým nosným elementem jsou masivní svařené konzole z normalizovaných profilů U, L a tlustého plechu, primárně navržené pro uložení válečků dopravníku, ale také tvoří nosnou podporu posuvné sklopné zarážce a řetězovému vlečnicku. Celá konstrukce byla navržena s důrazem na skutečnost, že dané zařízení bude pracovat ve velice náročných podmínkách těžkého hutního provozu.



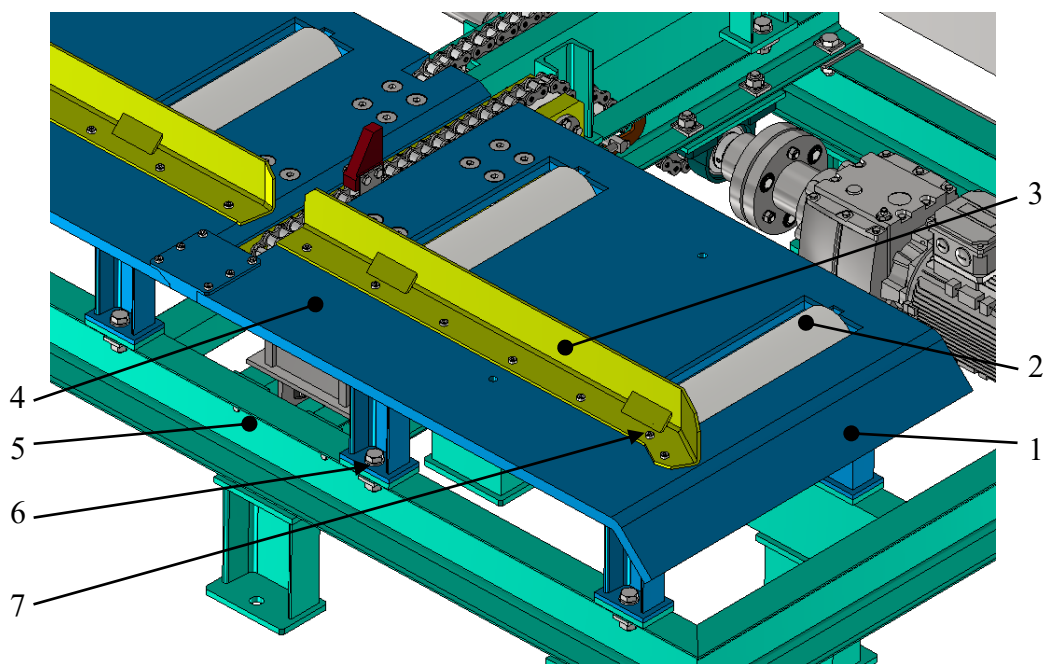
Obr. 3.1 Konstrukční návrh manipulačního zařízení s válcovanými profily

- 1- Válečkový dopravník; 2- Sklopná zarážka; 3- Spojovací most; 4- Pevná zarážka;  
5- Řetězový vlečník; 6- Řetězový dopravník; 7- Sdužovací kapsy.



### 3. 1 Popis válečkového dopravníku a zarážek

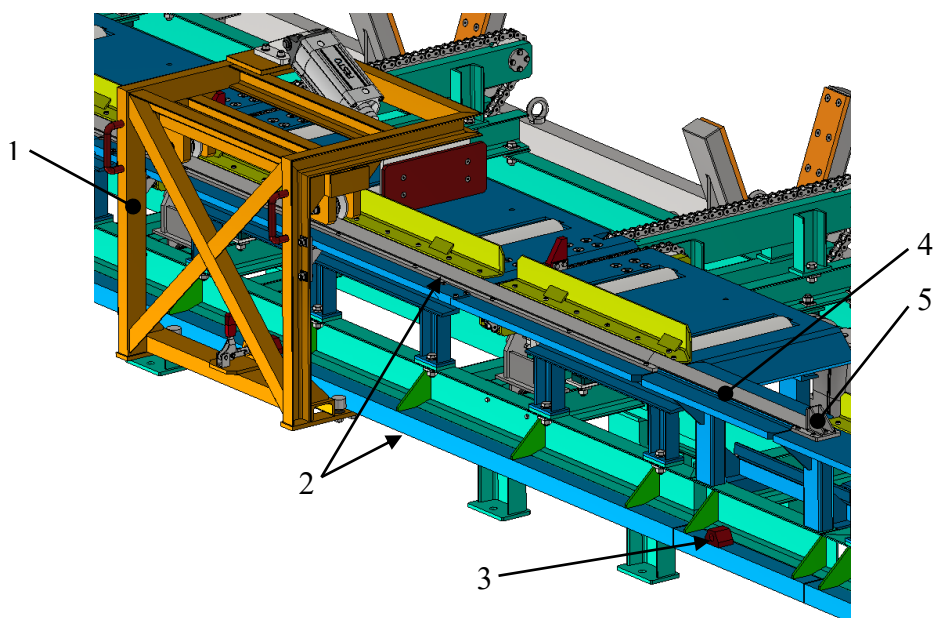
Válečkový dopravník manipulátoru o délce 5 m je tvořen 10 nehnatými válečky o průměru 0,108 m a délce 0,38 m. Konstrukce válečku se skládá z ocelové trubky, která je uložena na kuličkových ložiskách 6204 2RS a osu tvoří čep o průměru 0,02 m (Příloha B) [11]. Válečky jsou zapuštěny a zajištěny tvarovým stykem v rámu (Obr. 3.2) tak, že vyčnívají nad desku rámu 0,01 m. První rámová konzole je vybavena náběhovou hranou, která umožňuje optimální najetí profilu z rovnačky. Během vyjetí profilu na válečkový dopravník je veden prostřednictvím bočního vedení, kterým je normalizovaný ohýbaný L profil. Vedení je spojeno s rámem dopravníku pomocí šroubu s vnitřním šestihranem DIN 7984. Svařenec rámu dopravníku je tvořen několika samostatnými konzolami, které jsou nezávisle na sobě spojeny se základním rámem zařízení pomocí šroubového spoje (Obr. 3.2). Svařenec je složen z masivního plechového bloku, U profilů a slouží také jako nosník sklopné zarážky a řetězového vlečnicku.



Obr. 3.2 Válečkový dopravník-detail

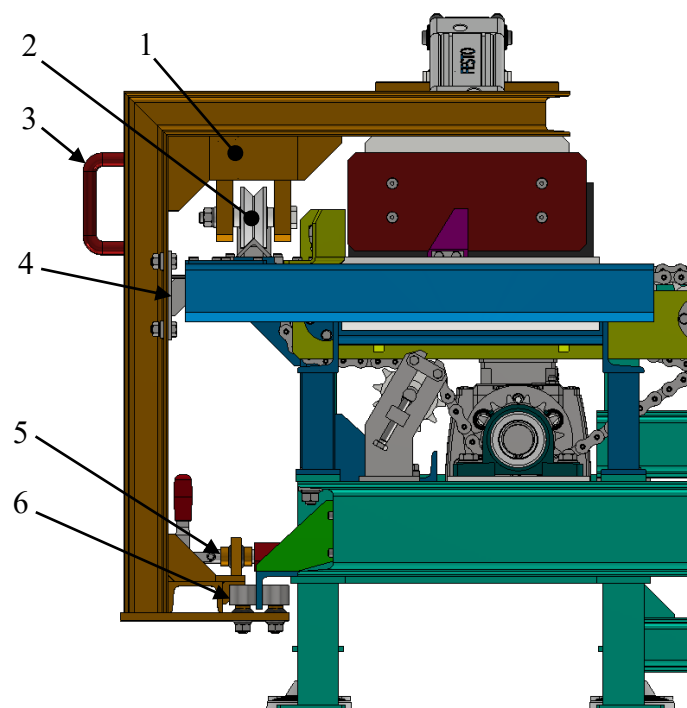
1- Náběhová hrana válečkového dopravníku; 2- Váleček; 3- Boční vedení; 4- Rám dopravníku; 5- Základní rám zařízení; 6- Šroubový spoj; 7- Šroub DIN 7984.

Další nedílnou součástí konstrukce jsou zářky pro zastavení profilu na válečkovém dopravníku v požadovaném místě podle délky profilu. Navržené zařízení má dvě zářky, a to sklopnou a pevnou zářku. Sklopná zářka (Obr. 3.3) zároveň slouží jako posuvná, kdy její nosný rám tvořený svařencem normalizovaných profilů U a L je uložen na ocelových rolnách HPVA62 s kuželíkovými ložisky [9]. Vedení zářky tvoří L profil, který je svařen k podložce a celý svařenec je spojen s rámem válečkového dopravníku pomocí šroubových spojů. K přejezdu zářky mezi manipulatory slouží spojovací most navazující na konstrukci manipulatorů. Kromě nosných rolen je rám zářky osazen podpůrnými rolnami HPC40 s kuličkovými ložisky [10], které zajišťují oporu konstrukce, která svým tvarem kopíruje design zařízení, díky tomu zabírá minimální prostor obsluze rovnačky profilů a umožňuje snadný přístup pro kontrolu profilu na válečkovém dopravníku. K zajištění pevné pozice zářky v požadovaném místě vzhledem k válečkovému dopravníku slouží přímý rychloupínač s pákou pro vysunutí a zasunutí kolíku do protikusu konzoly, která je pomocí svaru spojena se základním rámem a definuje přesně stanovenou pozici podle délky profilu. Hlavní část konstrukce představuje ocelová deska zářky uložená na silentblocích k otočné desce, která je spojena s vidlicovou koncovkou dvojčinného pneumatického válce, který zajišťuje sklápění desky zářky.



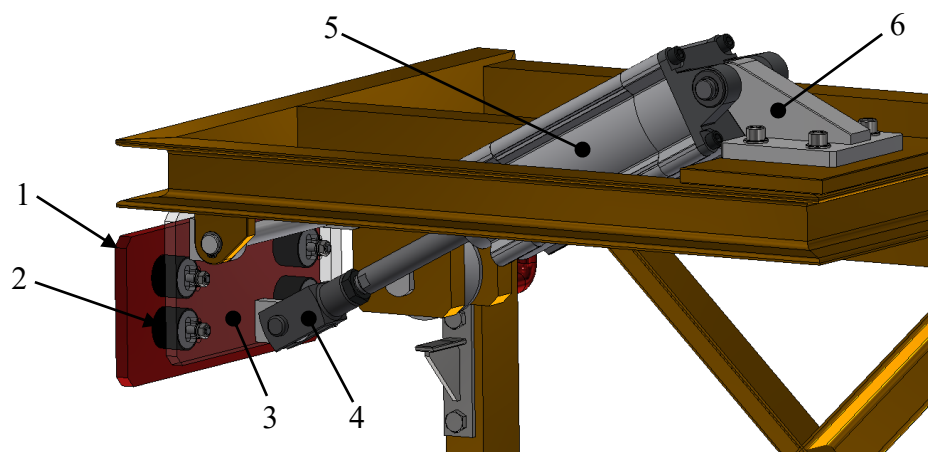
Obr. 3.3 Manipulační zařízení s válcovanými profily-Detail sklopné zářky 1

- 1- Sklopná, posuvná zářka; 2- Vedení zářky; 3- Konzole definující pozici zářky;  
4- Spojovací most; 5- Doraz vedení zářky.



Obr. 3.3 Manipulační zařízení s válcovanými profily-Detail sklopné zarážky 2

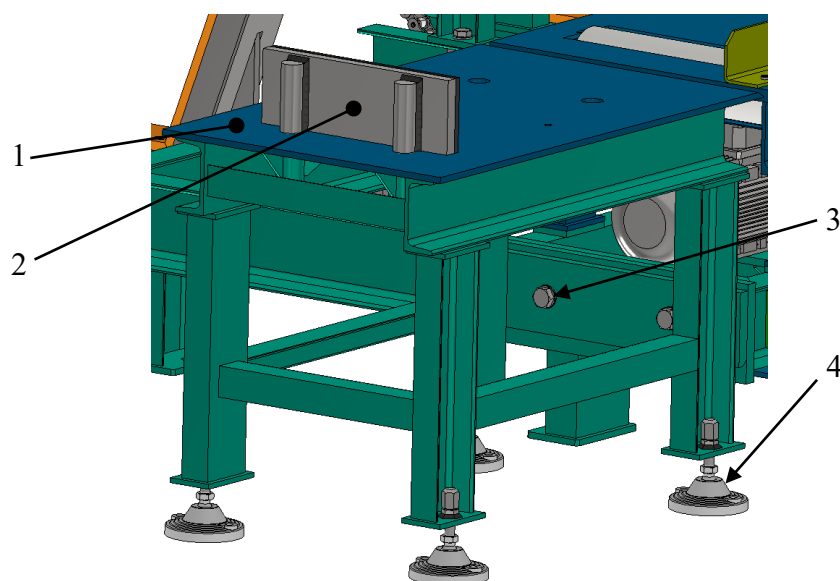
1- Svařenec rámu; 2- Rolny HPVA62; 3- Madlo; 4- Bezpečnostní pojistka; 5- Přímý rychloupínač; 6- Rolny HPC 40.



Obr. 3.4 Manipulační zařízení s válcovanými profily-Detail sklopné zarážky 2

1- Deska zarážky; 2- Silentbloky; 3- Otočná deska; 4- Vidlicová koncovka;  
5- Pneumatický válec; 6- Kyvná příruba.

Součástí rámu sklopné zarážky jsou madla určená pro pohodlnou ruční manipulaci se zarážkou během jejího posunu na požadovanou pozici (Obr. 3.3). Konstrukce zarážky je také vybavena bezpečnostní pojistkou (Obr. 3.3), kterou představuje svařenec konzole, který je prostřednictvím šroubových spojů součástí rámu. Pojistka zabráňuje případnému vykolejení z lineárního vedení, které tvoří L profil. Bezpečnostní konzole kopíruje spodní stranu plechového bloku rámu válečkového dopravníku a v případě nebezpečí zastaví vertikální pohyb zarážky spolu s přímým rychloupínačem.



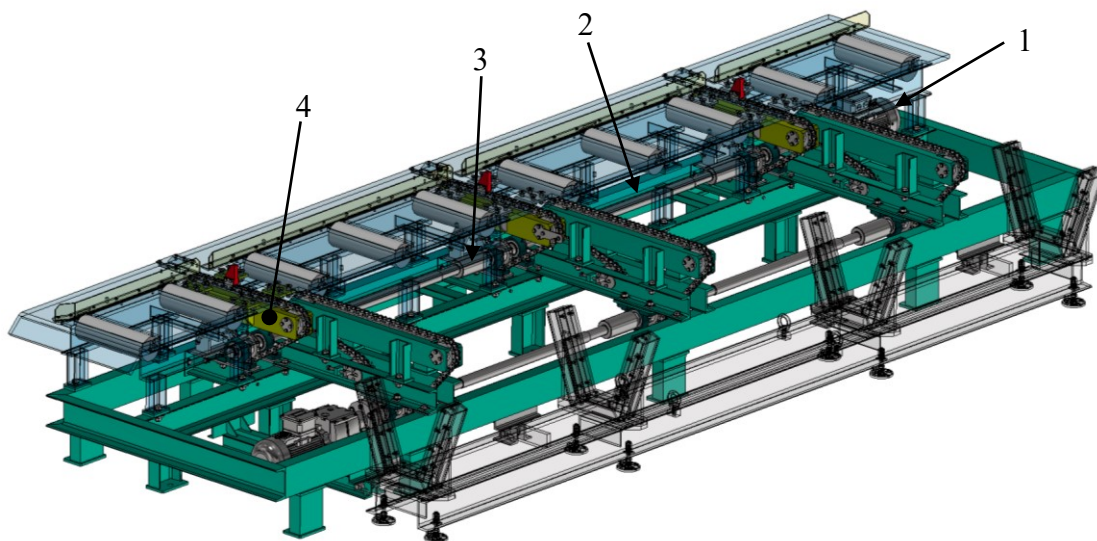
Obr. 3.5 Manipulační zařízení s válcovanými profily-Detail pevné zarážky

1- Rám zarážky; 2- Výsuvná deska zarážky; 3- Šroubový spoj; 4- Stavitelné patky.

Druhým zařízením, které slouží pro zastavení profilů na válečkovém dopravníku je pevná zarážka, která je umístěna na konci dopravníku (Obr. 3.5). Jeho funkcí je zastavovat nejdelší profily o délce 11 m a 12 m. Zároveň pevná zarážka slouží jako bezpečnostní, v případě selhání sklopné zarážky. Rám pevné zarážky tvoří svařenec normalizovaných profilů a plechového bloku ve kterém jsou vyvrtány otvory a ze spodní strany pomocí svarů připojeny trubky s žebry pro výsuvnou desku pevné zarážky, která je stavitelná ve dvou polohách podle délky profilu. Konstrukce zarážky je pomocí šroubových spojů připojena k manipulačnímu zařízení za rovnačkou. Rám pevné zarážky je osazen stavitelnými patkami s připravenými otvory pro připevnění k podlaze.

### 3. 2 Popis řetězového vlečnicku

Řetězový vlečník (Obr. 3.6) slouží pro příčnou dopravu profilu z válečkového dopravníku na řetězový dopravník. Na manipulačním zařízení o délce 5 m jsou umístěny 3 řetězové vlečníky, které jsou spřažené na společné hřídeli a poháněny elektromotorem s čelní převodovkou. Převodovka pohonu je spojena s hnací hřídelí prostřednictvím axiální čepové spojky BKN [13]. Kroutící moment je rozváděn mezi jednotlivé vlečníky pomocí spojovací hřídele a trubkové pevné spojky, která je napojená na hnací hřídele jednotlivých vlečníků a pohánějí hnací řetězové kolo. Konstrukci samotného vlečnicku tvoří svařený rám z normalizovaných U profilů a konzoly pro uchycení rámu na konstrukci manipulátoru. V rámu vlečnicku jsou uloženy hnací řetězová kola na čepu a kuličkových ložiskách 6005 RSR. Součástí rámu je vodící lišta, která zajišťuje přesné vedení a odvalování válečkového řetězu po konstrukci, která je uchycena k rámu válečkového dopravníku šrouby se zápusťnou hlavou a vnitřním šestihranem podle normy DIN 7991. Pro řetězový vlečník byl zvolen válečkový řetěz 12B-1 osazený vlečným palcem, který je uchycen k řetězu pomocí normalizovaných rovných unášeců a šroubových spojů. Napínání řetězu je řešeno samostatně napínací kladkou s integrovaným kuličkovým ložiskem a šroubovým mechanismem, který zapřen do čepu napínací kladky.

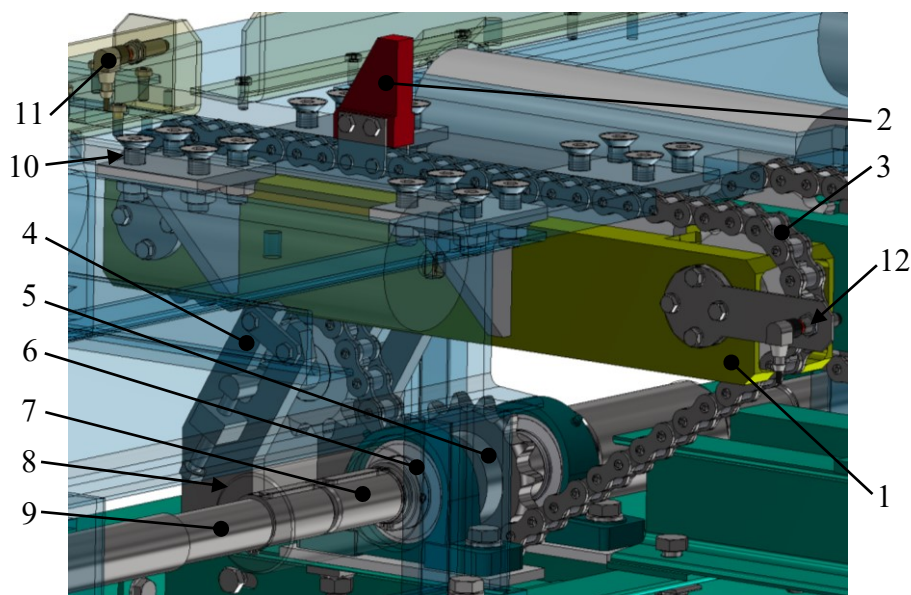


Obr. 3.6 Manipulační zařízení s válcovanými profily – Řetězový vlečník

1- Pohon; 2- Spojovací hřídel; 3- Pevná spojka; 4- Řetězový vlečník.



Řešení pomocí samostatné napínací kladky bylo voleno vzhledem k omezenému přístupu kolem řetězového vlečnicku (Obr. 3.7). Hnací hřídel vlečnicku je uložena v ložiskových tělesech UCP 208 (Příloha C) s integrovaným kuličkovým ložiskem a kroutící moment z pevné spojky na hnací hřídel je přenášen pomocí těsného pera. Axiální pozice řetězových kol je vymezena distančními kroužky a axiální posun hřídelů je zajištěn pomocí pojistných kroužků. Plynulý chod řetězového vlečnicku zajišťují automatizační prvky v podobě indukčních snímačů, které slouží pro přesné a bezdotykové snímání polohy vlečného palce. Vlečnick je vybaven dvěma snímači, a to pracovním, který aktivně snímá polohu palce a bezpečnostním, který zabrání případné havárii zařízení. Pracovní snímač je připevněn na plechovém svařenci bočního vedení válečkového dopravníku pomocí matic, které umožňují nastavení vzdálenosti snímače od snímaného objektu na vzdálenost předepsanou výrobcem snímačů. Bezpečnostní snímač je připevněn na rameni plechového výstřižku, který je pomocí příruby a šroubů uchycen k hlavě čepu hnaného řetězového kola vlečnicku. Typ indukčního snímače je totožný pro obě použití a byl volen vzhledem k použití v náročných podmínkách hutního provozu válcovny speciálních profilů.

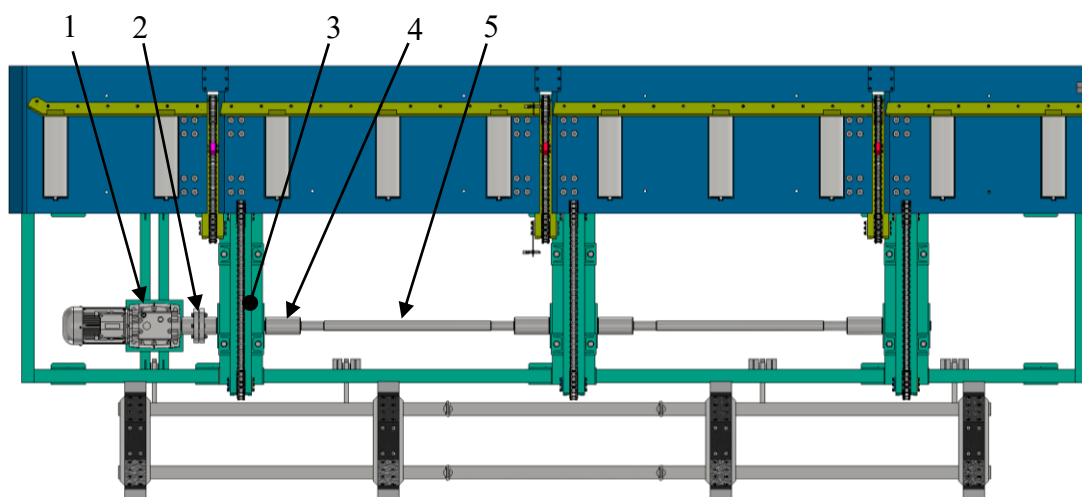


Obr. 3.7 Manipulační zařízení s válcovanými profily – Detail řetězového vlečnicku 1

- 1- Rám vlečnicku; 2- Palec; 3- Válečkový řetěz 12B-1; 4- Šroubový napínák řetězu;
- 5- Hnací řetězové kolo; 6- ložiskové těleso UCP; 7- Hnací hřídel; 8- Pevná spojka;
- 9- Spojovací hřídel; 10- Šroub DIN 7991; 11- Indukční snímač pracovní;
- 12- Indukční snímač bezpečnostní.

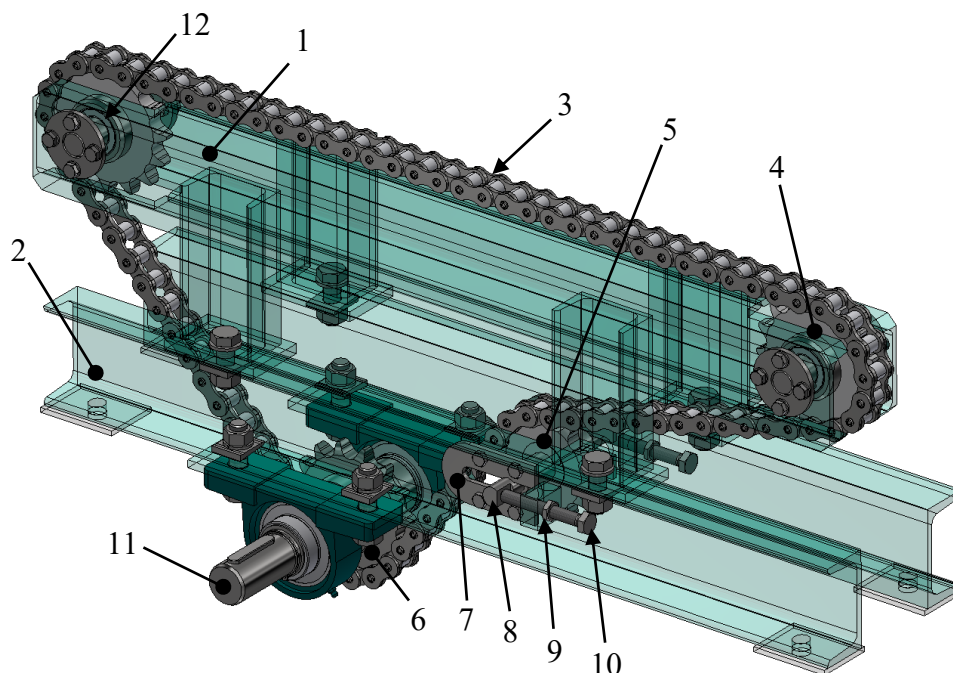
### 3. 3 Popis řetězového dopravníku

Řetězový dopravník (Obr. 3.9) je dalším konstrukčním uzlem, který tvoří manipulační zařízení s válcovanými profily za rovnačkou profilů. Na manipulatoru o délce 5 metrů jsou umístěny 3 řetězové dopravníky spřažené společnou hřídelí (Obr. 3.8). Dopravníky jsou spojeny pomocí spojovací hřídele a trubkové spojky pro přenos krouticího momentu od pohonu, kterým je elektromotor s čelní převodovkou. Hřídel je spojena s pohonem pomocí axiální čepové spojky BKN s pružnými pouzdry [10] a uložena v ložiskových tělesech UCP 209 (Příloha C) [11]. Základ řetězového dopravníku tvoří svařenec rámu, který se skládá z U profilů a vodící lišty pod řetězem na dopravní ploše. Celý rám je uložen na dvou nosnících a zajištěn šroubovými spoji. Nosníky leží na základním rámu manipulačního zařízení a v místě uložení mají navařené a opracované patky frézováním pro zajištění rovného spojení dopravníku a základního rámu. Dalším konstrukčním prvkem je řetězový převod, který tvoří hnací řetězové kolo, které je uloženo na hřídeli a dvě hnaná řetězová kola. Pro řetězový dopravník byl zvolen dopravní válečkový řetěz 16B-1. Z důvodu zvětšení úhlu opásání je za hnacím kolem umístěna napínací řetězová kladka s integrovaným kuličkovým ložiskem. Napínání řetězu je řešeno šroubovým mechanismem umístěným v nosnících dopravníku, který se opírá o plochu čepu kladky a je zajištěn proti otočení vodící přídržkou. Hnaná řetězová kola jsou uložena na čepech, které jsou zajištěny proti posunutí a otočení na rámu dopravníku.



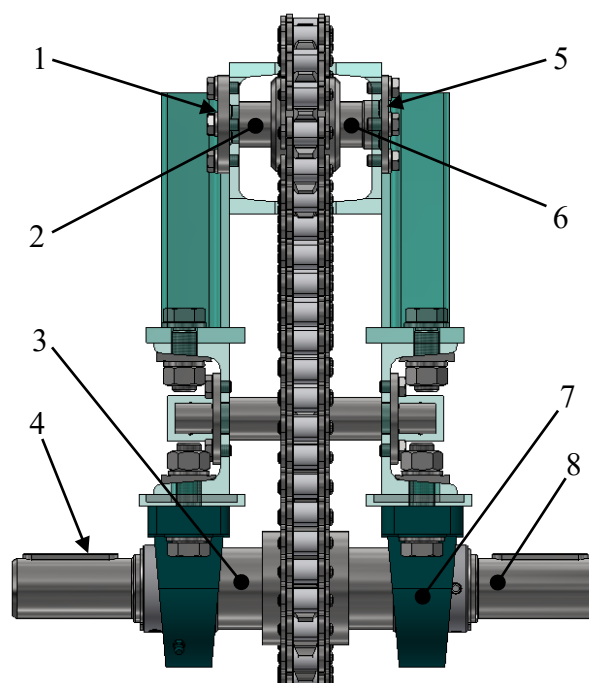
Obr. 3.8 Detail manipulačního zařízení – řetězový dopravník

- 1- Elektromotor s čelní převodovkou; 2- Axiální čepová pružná spojka BKN;  
3- Řetězový dopravník; 4- Pevná trubková spojka; 5- Spojovací hřídel.



Obr. 3.9 Řetězový dopravník – obecný pohled

1- Rám; 2- Nosník; 3- Dopravní řetěz 16B-1; 4- Hnané řetězové kolo; 5- Napínací kladka; 6- Hnací řetězové kolo; 7- Přídržka; 8- Čep napínací kladky; 9- Kontramatice; 10- Napínací šroub; 11- Hnací hřídel; 12- Ložisko 6005 RSR.



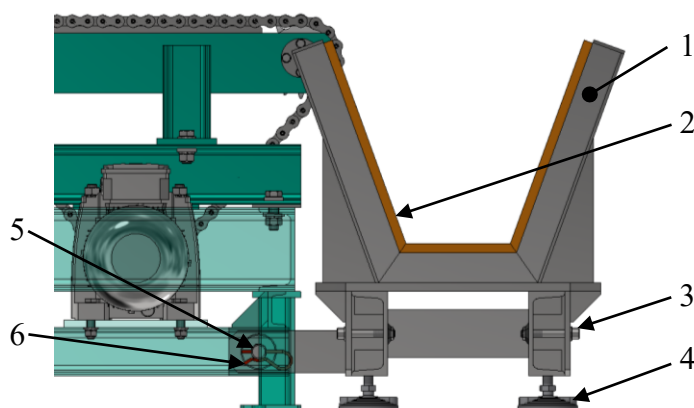
Obr. 3.10 Řetězový dopravník – nárys

1- Čep; 2- Distanční kroužek 1; 3- Distanční kroužek 2; 4-Kroužek s přírubou; 4- Těsné pero; 5- Kroužek s přírubou; 6- Distanční kroužek 3; 7- Ložiskové těleso UCP 209; 8- Hřídel.



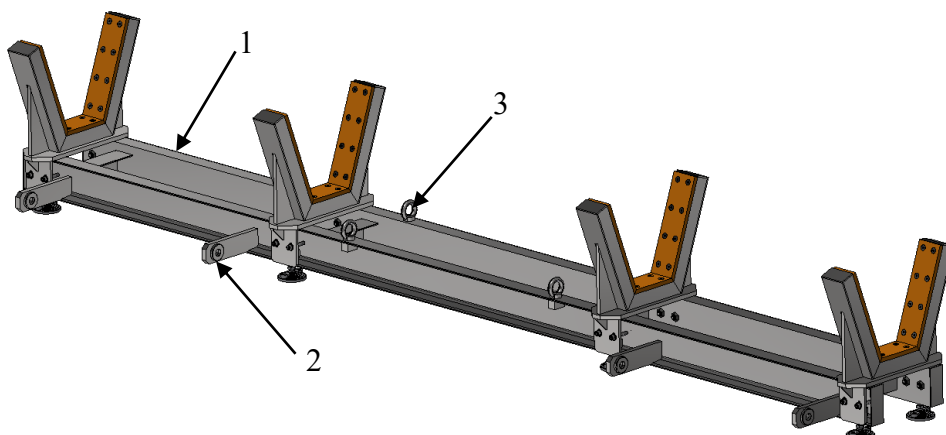
### 3. 4 Popis sdužovacích kapes

Poslední částí konstrukce manipulátoru jsou sdužovací kapsy, které slouží pro shromažďování profilu z řetězového dopravníku do neuloženého svazku (Obr. 3.12). Rám kapes tvoří svařenec z normalizovaných profilů a plechů. Vnitřní plochy kapes jsou vyloženy deskami z polyethylenu PE 1000 a jsou připevněny k rámu kapes pomocí šroubů DIN 7991. Kapsy jsou připevněny k základnímu nosnému rámu šroubovými spoji, které umožňují demontáž kapes a možnost nahradit je kapsami o jiné geometrii. Základní rám je vybaven konzolami pro snadné spojení a rozpojení kapes s rámem manipulačního zařízení. Spoj je zajištěn čepem a pružnou závlačkou DIN 11 024. Celá sestava sdužovacích kapes je uložena stavitelných patkách.



Obr. 3.11 Detail manipulačního zařízení – sdužovací kapsy

1- Rám kapsy; 2- Polyethylenové obložení; 3- Šroub DIN 912; 4- Stavitelná patka;  
5- Čep; 6- Pružná závlačka DIN 11024.

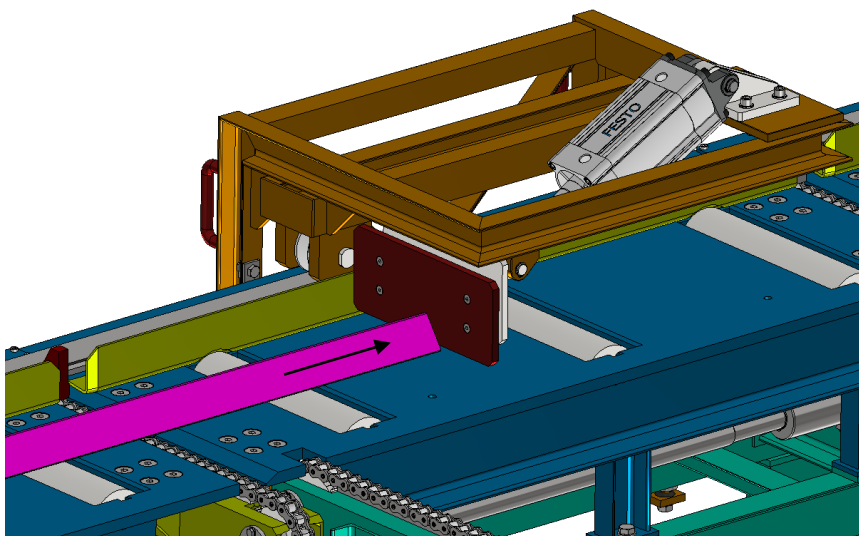


Obr. 3.12 Detail manipulačního zařízení – sdužovací kapsy

1- Základní rám; 2- Konzole rámu; 3- Závěsná oka.

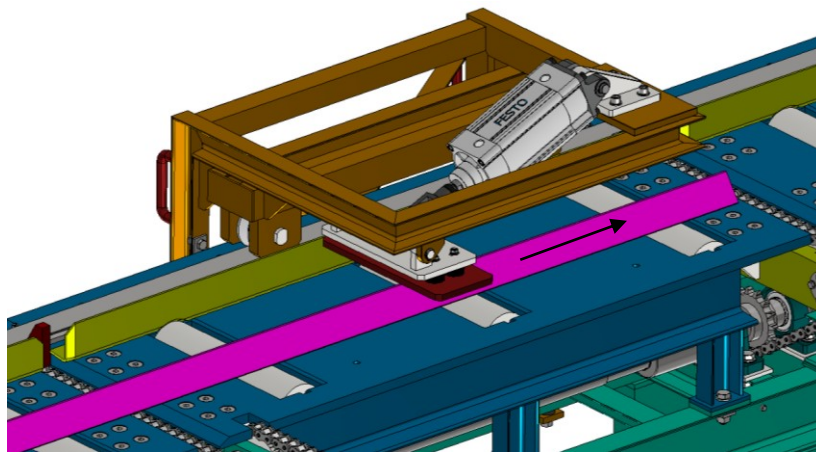
### 3. 5 Logika pracovních operací

Proces rovnání speciálních profilů je ovládán operátorem rovnačky, který řídí jak samotný proces rovnání, tak manipulaci s profily před rovnačkou a za rovnačkou. V první fázi najede profilem na válečkovém dopravníku před rovnačkou k naváděcímu zařízení, které zajišťuje náběh a zavedení speciálního profilu do kalibru rovnacích válečků. Po průchodu válečkovou rovnačkou vyjíždí rovný profil na nehnatý válečkový dopravník za rovnačkou profilů, rychlostí  $v_r = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Další pracovní operací je zastavení profilu na dopravníku v požadovaném místě, které úzce souvisí s jeho délkou.



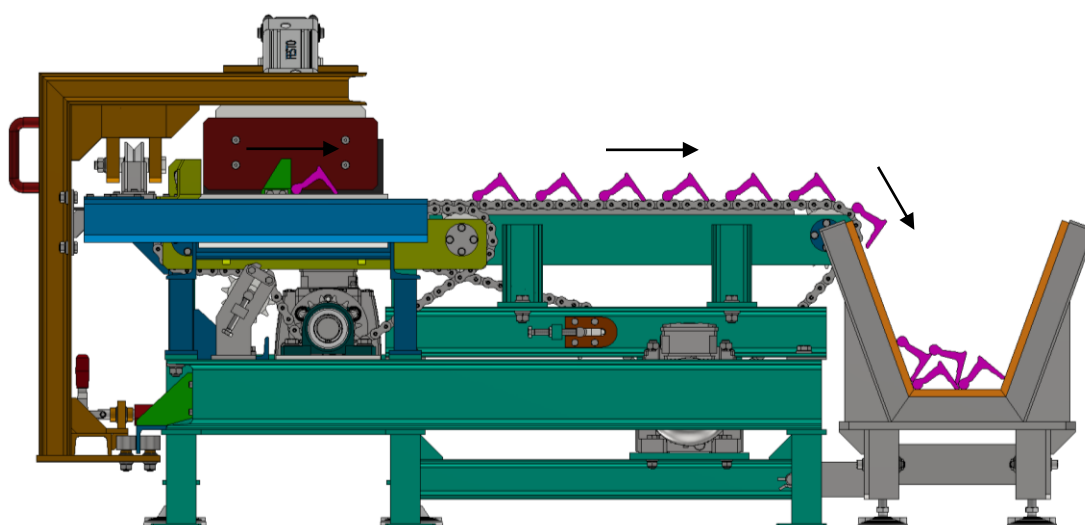
Obr. 3.13 Posuvná, sklopná zarážka profilů

Pokud se délka profilů pohybuje od 11 m do 12 m, tak je profil zastaven pevnou zarážkou na konci válečkového dopravníku (Obr. 3.5). Většina profilů se však řeže na expediční délku 5 m až 7 m. Pro zastavení těchto profilů slouží posuvná, sklopná zarážka, která se dle délky profilů nastaví a zajistí v požadovaném místě válečkového dopravníku (Obr. 3. 13). Polohu sklopné desky zarážky bude ovládat obsluha rovnačky z ovládacího pultu manipulačního zařízení za rovnačkou. Sklápění desky zajišťuje dvojčinný pneumatický válec. Před započítím rovnání dlouhých profilů o délce 11 m a 12 m, musí operátor sklopit desku posuvné zarážky nahoru (Obr 3.14), aby mohl profil dojet k pevné zarážce na konci dopravníku. Sklápění desky je vhodné také z důvodu, že jeden profil o stejném průřezu může být expedován v různých délkách.

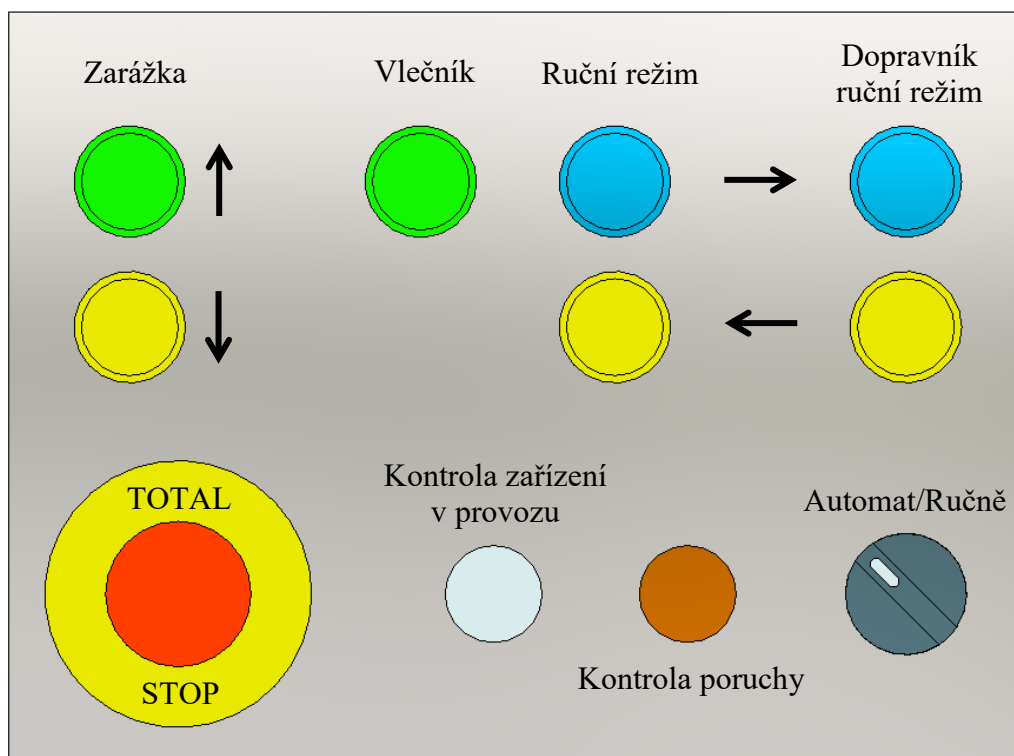


Obr. 3.14 Posuvná, sklopná zarážka profilů

Další pracovní operací je stažení zastaveného profilu z válečkového dopravníku na řetězový dopravník pomocí řetězového vlečnicku (Obr. 3.15), který je vybaven vyměnitelným vlečným palcem. Vlečnick bude řízen PLC systémem s připojenými indukčními snímači, pro snímání polohy palce, podle naprogramované doby vlečení profilu na řetězový dopravník. V okamžiku, kdy dojde k zastavení profilu na válečkovém dopravníku, obsluha zařízení aktivuje tlačítkem na ovládacím panelu (Obr. 3.16) vlečnick, který po dobu 5 sekund bude konat práci a poté se vrátí do výchozí pozice pracovního indukčního snímače (Obr. 3.7). Ovládací panel je také vybaven ručním režimem, pro nouzové a servisní ovládání. Koncová poloha ručního režimu je definována bezpečnostním indukčním snímačem (Obr. 3.7).



Obr. 3.15 Manipulační zařízení s válcovanými profily – pracovní operace



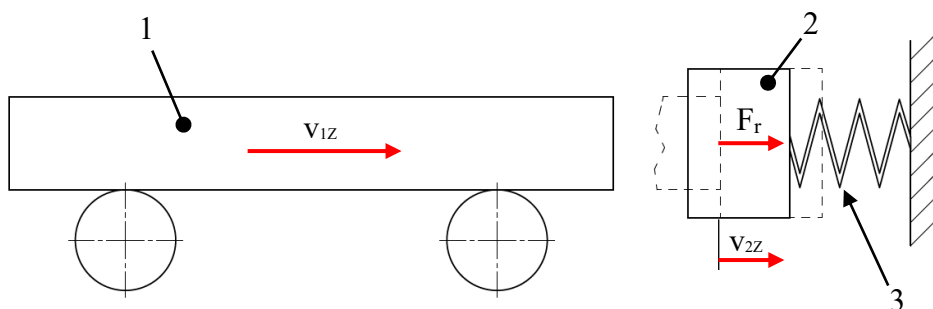
Obr. 3.16 Schéma ovládacího panelu

Poslední automatizovanou pracovní operací je řetězový dopravník pro bezprostřední dopravu profilů do sdužovacích kapes za dopravníkem (Obr. 3.15). Pohyb dopravníku je synchronizován prostřednictvím PLC systému s řetězovým vlečným. Po 3 sekundách, kdy dojde ke spuštění vlečného se řetězový dopravník rozjede na rychlost  $v = 0,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , která musí být vyšší než rychlost vlečného. Před spuštěním, je nutné nastavit v PLC systému rychlost vlečného která bude menší než  $0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , aby došlo k převzetí profilu na řetězový dopravník od vlečného palce. Po předání profilu se palec vrací do startovací pozice v místě pracovního indukčního snímače. Řetězový dopravník následně pokračuje v pohybu po dobu určeného času, který se bude pohybovat kolem 3 až 5 sekund. Podobně jako vlečník je také dopravník vybaven ručním režimem pro nouzové a servisní ovládání. Rychlost vlečného a dopravníku je řízena pomocí frekvenčních měničů, kdy pohony vlečníků budou napojeny na jeden měnič a pohony dopravníků na měnič druhý. Spouštění zařízení bude prováděno spínačem na rozvaděči. Ovládání zařízení je řešeno tlačítkovým ovládacím panelem pro snadnou obsluhu zařízení v náročném hutním provozu. Součástí panelu jsou ovládací prvky, přepínač do ručního nebo automatického režimu, bezpečnostní prvky jako stop tlačítko, kontrolka poruchy a provozu zařízení.

## 4 Návrh a výpočet posuvné zarážky

### 4.1 Výpočet nárazové síly

Výpočet rázové síly proveden podle literatury [14]. Z rovnosti hybností hmot před rázem a v průběhu nárazu vyplývá rovnice  $m_{1z} \cdot v_{1z} = (m_{2z} + m_{1z}) \cdot v_{2z}$ . Pro tlumení nárazu je volen silentblok DVA.2-30-20-M8-20-40 [15]. Tuhost pružného elementu je  $K = 59\,000\, \text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ .



Obr. 4.1 Schéma výpočtu rázové síly

1- dopravovaný profil; 2- deska zarážky; 3- silentblok.

#### Výpočet společné rychlosti hmot

$$v_{2z} = \frac{m_p}{m_d + m_p} \cdot v_{1z} \quad (4.1)$$

$$v_{2z} = \frac{250}{20 + 250} \cdot 0,8$$

$$v_{2z} = 0,74\, \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

$m_p$  – hmotnost nejtěžšího profilu [kg]

$m_d$  – hmotnost desky zarážky [kg]

$v_{1z}$  – rychlost dopravovaného profilu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

### Výpočet celkové tuhosti pružícího zařízení

Deska zarážky je připevněna ke sklopné desce pomocí čtyř silentbloku DVA.2-30-20-M8-20-40.

$$K_c = i_s \cdot K \quad (4.2)$$

$$K_c = 4 \cdot 59\,000$$

$$K_c = 236\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

$i_s$  – počet silentbloků [–]

$K$  – tuhost silentbloku DVA.2 [ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ] [15]

### Výpočet nárazové síly

Kinetická energie společných hmot po nárazu:

$$W = \frac{m_p + m_d}{2} \cdot v_2^2 \quad (4.3)$$

Tato energie se v průběhu rázu mění v potenciální energii napjatosti pružícího zařízení zarážky:

$$W = \frac{K_c \cdot x^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot F_r \cdot x \quad (4.4)$$

Porovnáním rovnic 4. 3 a 4. 4 dostaneme:

$$x = v_2 \cdot \sqrt{\frac{m_p + m_d}{K_c}} \quad (4.5)$$

Dosazením za x do vztahu 4. 4 získáme vzorec pro výpočet nárazové síly:

$$F_n = v_2 \cdot \sqrt{K_c \cdot (m_p + m_d)} \quad (4.6)$$

$$F_n = 0,74 \cdot \sqrt{236000 \cdot (250 + 20)}$$

$$F_n = 5907 \text{ N}$$

## 4. 2 Návrh pneumatického válce

Pro sklápění desky posuvné zarážky je volen dvojčinný pneumatický válec DSBC-125-130-C-PPSA-NJ od společnosti FESTO [16]. Válec je vybaven brzdou o zádržné síle  $F_{pz} = 7500 \text{ N}$ . Dále jsou navrženy upevňovací prvky válce, a to vidlicová koncovka SG-M27x2 a kyvná příruba SNCB-125. Válec je vybaven samočinným nastavitelným pneumatickým tlumením na obou stranách. Maximální pracovní tlak pneumatického válce je  $6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ . Při daném pracovním tlaku je síla pneumatického válce při vysunutí sklopné desky zarážky  $F_p = 7363 \text{ N}$  [5]. Nárazová síla při manipulaci s válcovaným speciálním profilem o maximální hmotnosti  $m_p = 250 \text{ kg}$  je  $F_n = 5907 \text{ N}$ . Aby posuvná zarážka mohla bezpečně zastavit profil na válečkovém dopravníku, musí být zádržná síla brzdy větší než nárazová síla.

$$F_{pz} > F_n$$

Návrh pneumatického válce posuvné zarážky vyhovuje.



Obr. 4.2 Pneumatický válec DSBC [17]



Obr. 4.3 Kyvná příruba SNCB-125[18]

### 4.3 Pevnostní analýza rámu

Pomocí pevnostní MKP analýzy v programu Autodesk Inventor 2018 je provedena pevnostní kontrola svařence rámu posuvné zarážky. Tato metoda byla zvolena z důvodu složitého tvaru rámu zarážky. Pevná vazba (Obr. 4.4) konstrukce je umístěna v místě uložení posuvného kolíku přímého rychloupínače, který slouží k zajištění posuvné zarážky v pevné pracovní pozici vzhledem k válečkovému dopravníku. Vedení rámu pomocí rolen HPVA 62 bylo nahrazeno ideálními vazbami pro zachování možného pohybu ve směru vedení zarážky, ale znemožňuje pohyb kolmý vzhledem k posuvu zarážky.

Tab. 1 Vstupní hodnoty analýzy rámu posuvné zarážky

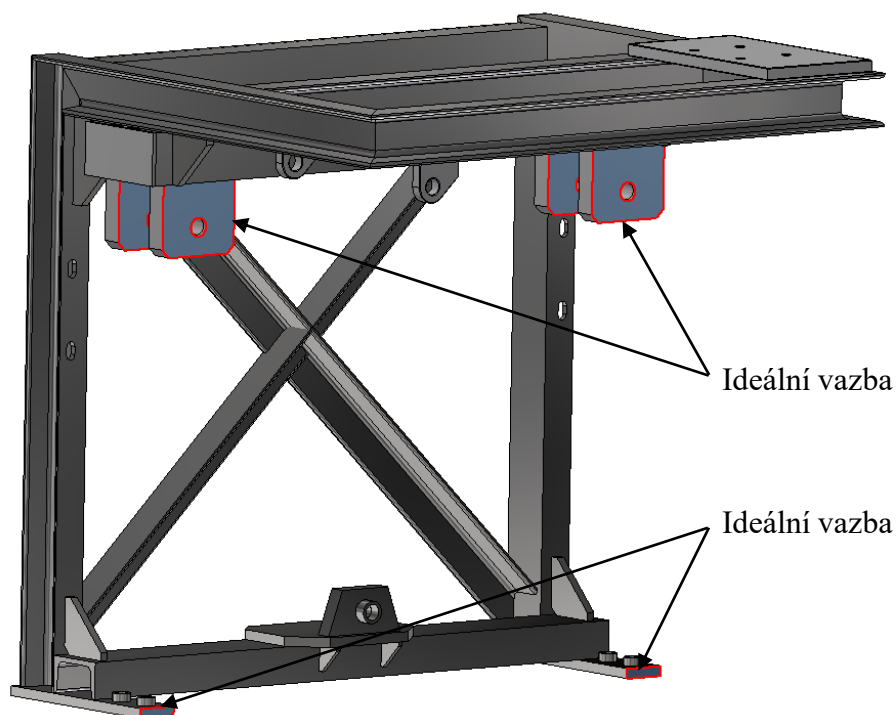
<b>Materiál konstrukce</b>	11 503
<b>Dotyky</b>	Vázané
<b>Zatěžující síla</b>	5 907 N



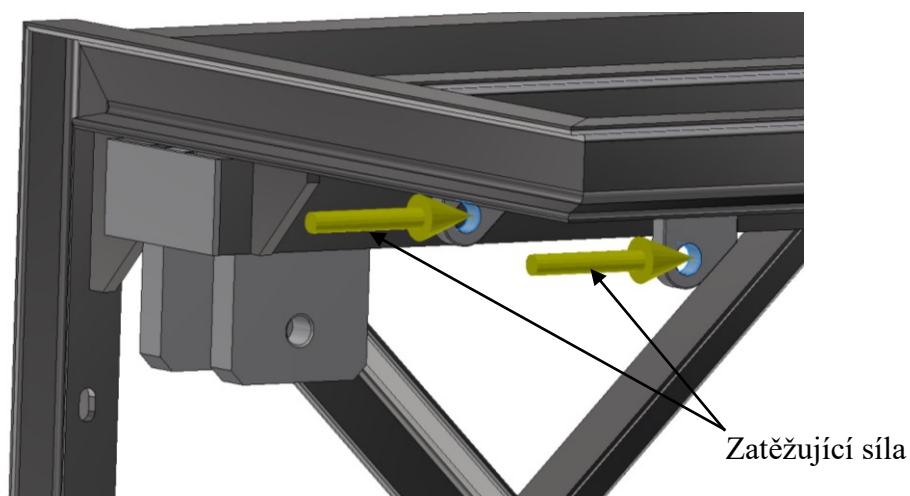
Obr. 4.4 Umístění pevné vazby rámu



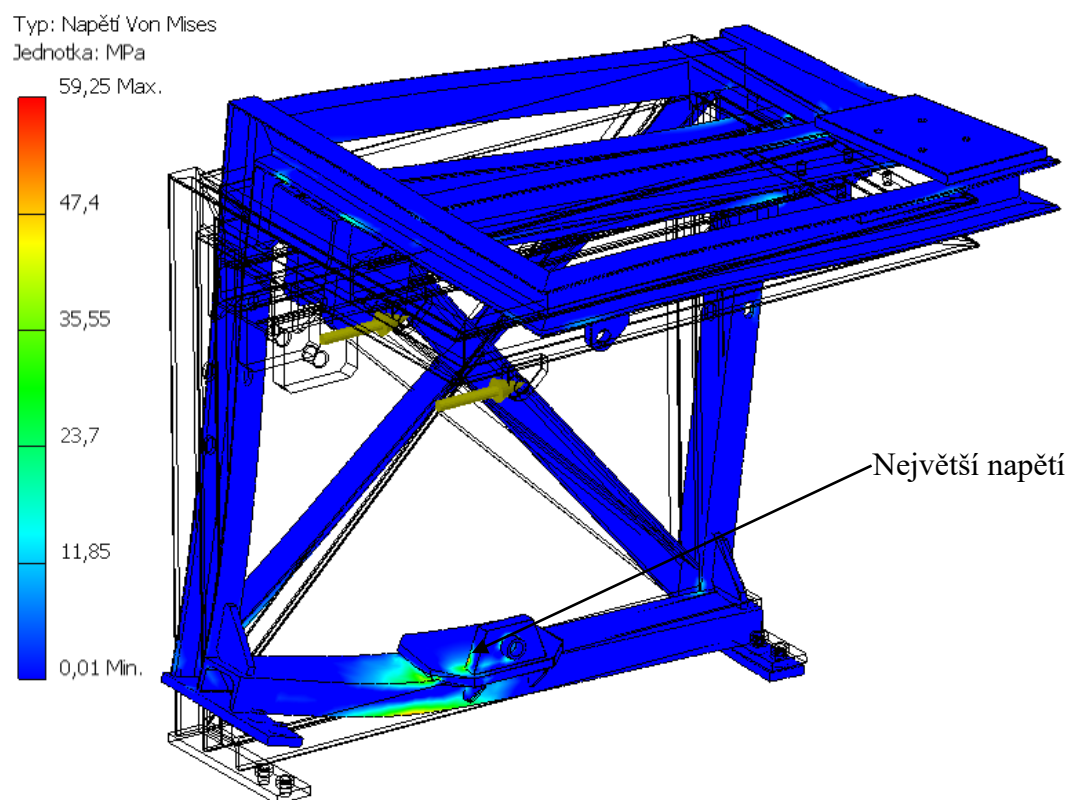
Kromě nosných rolén zajišťují vedení také rolly HPC 40 a jsou také v pevnostní analýze nahrazeny ideálními vazbami (Obr. 4.5). Konstrukce rámu je zatěžována největší nárazovou silou  $F_n = 5907 \text{ N}$ , a to při nárazu nejtěžšího profilu o hmotnosti. Působíštěm nárazové síly jsou konzole, které slouží k otočnému uchycení sklopné desky zarážky. Na každou konzoli bude působit síla  $F_{n0,5} = 2954 \text{ N}$ . Nerovnoměrné zatížení rámu v rámci pevnostní analýzy je zanedbáno.



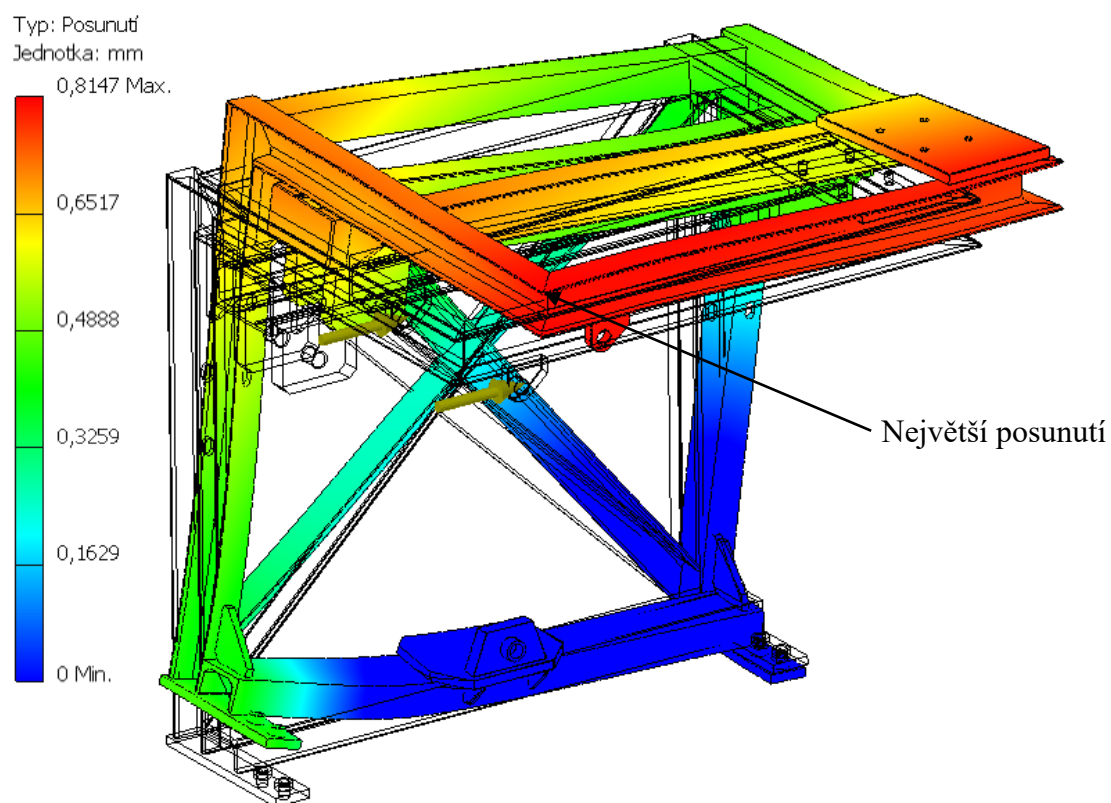
Obr. 4.5 Umístění ideálních vazeb



Obr. 4.6 Umístění zatěžujících sil



Obr. 4.7 Průběh napětí v rámu zarážky



Obr. 4.8 Průběh posunutí v rámu zarážky

Výsledkem pevnostní analýzy je průběh napětí v rámu posuvné zarážky (Obr. 4.7), průběh posunutí (Obr. 4.8) a minimální bezpečnost rámu při daném zatížení. Maximální vzniklé napětí během simulace zatížení má hodnotu  $\sigma_z = 59,25 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  a maximální posunutí je  $l_p = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ . Minimální součinitel bezpečnosti má hodnotu  $k_{\min} = 3,5$ . Vzhledem k velikosti přetvářeného průřezu, způsobu namáhání a konstrukci rámu, jsou výsledky pevnostní analýzy reálné. Konstrukce rámu zarážky vyhovuje.

#### 4. 4 Návrh přímočarého upínače zarážky

K zajištění pevné pozice posuvné zarážky během zastavení profilu na válečkovém dopravníku, slouží přímočarý upínač s pohyblivým válcovým kolíkem, který je vsuvně uložen v rámu zarážky. Kolík je namáhán nárazovou silou  $F_n$  na smyk. Materiál válcového kolíku je volen 11 600 a dovolené napětí ve smyku  $\tau_{Ds} = 85 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

##### Výpočet průměru kolíku

$$\tau_s \leq \tau_{Ds} \quad (4.7)$$

$$\frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot d_k^2} \leq \tau_{Ds}$$

$$d_k \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot \tau_{Ds}}}$$

$$d_k \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 5907}{\pi \cdot 85 \cdot 10^6}}$$

$$d_k \geq 9,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

$$\tau_{Ds} \quad - \text{dovolené napětí ve smyku } [-]$$

Volím průměr válcového kolíku namáhaného na střih  $d_k = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ .

#### 4. 5 Návrh a kontrola nosných rolen

Vedení posuvné zarážky je zajištěno pomocí ocelových vodících rolen určených pro velká zatížení od firmy Matis s.r.o., která se zabývá prodejem lineárních vedení. Pro vedení posuvné zarážky jsou navrženy vodící rolly HPVA62 s kuželíkovými ložisky (Příloha D) [9]. Rola vyhovuje požadavkům na přesnou manipulaci při velkém zatížení v náročných podmínkách hutního provozu. Rolny jsou vyrobeny z vysokopevnostní oceli a mají kalený a broušený povrch. Rolny jsou dobře utěsněny a doživotně namazány.



Obr. 4.9 Rola HPVA [19]

##### Radiální zatížení nosné rolly zarážky

Dovolené zatížení rolly HPVA 62 je  $F_{rD} = 33900 \text{ N}$  [9]. (4.8)

$$F_r = \frac{F_n + m_z \cdot g}{2} \leq F_{rD}$$

$$F_r = \frac{5907 + 115 \cdot 9,81}{2} \leq 33900$$

$$F_r = 3517,6 \leq 33900 \text{ N}$$

Kde:

$m_z$  – hmotnost posuvné zarážky [kg]

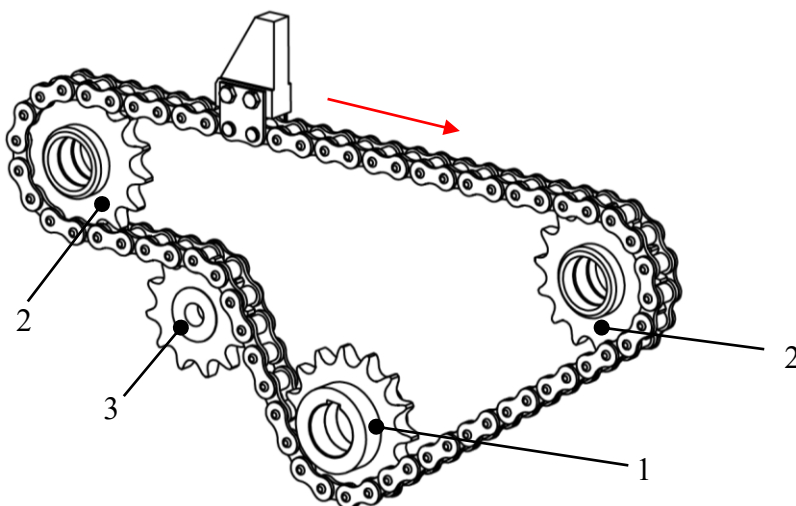
$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

$F_{rD}$  – dovolené zatížení rolly HPVA 62 [N] [9]

Maximální dovolené zatížení rolly HPVA 62 je vyšší než skutečné, návrh vyhovuje.

## 5 Návrh a výpočet vlečnicku

Součástí manipulátoru o délce 5 m jsou 3 řetězové vlečnický spřažené společnou hřídelí. Délka vlečné plochy je 0,55 m a jednotlivé vlečnický jsou od sebe vzdáleny 1,56 m.



Obr. 5. 1 Řetězový převod vlečnicku

1- Hnací řetězové kolo; 2- Hnané řetězové kolo; 3- Napínací řetězové kolo.

### 5. 1 Výpočet tažné síly a návrh pohonu

Pro řetězový vlečnický je volen válečkový řetěz 12B-1 ISO 606 [8].

#### Výpočet roztečného průměru řetězového kola

Převodový poměr řetězového vlečnický je volen  $i_1 = 1$ . Z toho důvodu je volen počet zubů řetězových kol  $z_1 = 18$ .

$$D_{1v} = \frac{t_1}{\sin \frac{180}{z_1}} \quad (5.1)$$

$$D_{1v} = \frac{19,05 \cdot 10^{-3}}{\sin \frac{180}{18}}$$

$$D_{1v} = 109,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

$t_1$  — Rozteč článků řetězu 12B – 1 [m] [8]

### Výpočet maximální hmotnosti vlečeného nákladu

Uvažované maximální zatížení válečkové tratě se rovná hmotnosti 2 nejtěžších profilů.

$$m_{max1} = m_p \cdot i_{p1} \quad (5.2)$$

$$m_{max1} = 250 \cdot 2$$

$$m_{max1} = 500 \text{ kg}$$

Kde:

$m_p$  – Hmotnost nejtěžšího profilu [kg]

$i_{p1}$  – Počet profilů na řetězovém vlečnicku [–]

### Výpočet délky řetězu

Počet článku řetězu byl zjištěn pomocí generátoru řetězového převodu programu Autodesk Inventor 2018, pomocí kterého se provedlo vymezení vzdálenosti mezi jednotlivými řetězovými koly a také kontrola celého návrhu řetězového převodu vlečnicku (Příloha E).

$$L_{ř1v} = X_1 \cdot t_1 \quad (5.3)$$

$$L_{ř1v} = 80 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3}$$

$$L_{ř1v} = 1,52 \text{ m}$$

Kde:

$X_1$  – Počet článku řetězu 12B – 1 [–] [8]

### Výpočet hmotnosti řetězu

$$m_{\check{r}1v} = L_{\check{r}1v} \cdot m_1 \quad (5.4)$$

$$m_{\check{r}1v} = 1,52 \cdot 1,25$$

$$m_{\check{r}1v} = 1,9 \text{ kg}$$

Kde:

$$m_1 \quad - \text{Hmotnost 1m řetězu 12B - 1 [kg] [8]}$$

### Stanovení součinitele provozu vlečnicku

Pro výpočet tažné síly dopravního řetězu vlečnicku je nutné stanovit součinitele provozu [21]. Součinitel provozu  $f_{s1}$  je součinem dílčích součinitelů podmínek provozu příčné dopravy profilů.

$$f_{s1} = f_{p1} \cdot f_{z1} \cdot f_{r1} \cdot f_{pr1} \cdot f_{h1} \quad (5.5)$$

$$f_{s1} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,2$$

$$f_{s1} = 3,37$$

Kde:

$$f_{p1} \quad - \text{Součinitel polohy nákladu vlečnicku [-] [21]}$$

$$f_{z1} \quad - \text{Součinitel charakteristiky zatížení vlečnicku [-] [21]}$$

$$f_{r1} \quad - \text{Součinitel frekvence rozběhu vlečnicku [-] [21]}$$

$$f_{pr1} \quad - \text{Součinitel pracovního prostředí vlečnicku [-] [21]}$$

$$f_{h1} \quad - \text{Součinitel počtu pracovních hodin vlečnicku [-] [21]}$$



### Výpočet tažné síly vlečnicku

$$F_{t1} = g \cdot \frac{(m_{ř1v} + m_{max1}) \cdot f \cdot f_s \cdot f_v}{i_v} \quad (5.6)$$

$$F_{t1} = 9,81 \cdot \frac{(1,9 + 500) \cdot 0,2 \cdot 3,51 \cdot 0,7}{3}$$

$$F_{t1} = 806,5 \text{ N}$$

Kde:

$f_v$  – Součinitel rychlosti [–] [21]

$i_v$  – počet vlečnicků [–]

### Výpočet potřebného krouticího momentu

$$M_{k1v} = i_v \cdot F_{t1} \cdot \frac{D_1}{2} \quad (5.7)$$

$$M_{k1v} = 3 \cdot 806,5 \cdot \frac{109,7 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_{k1v} = 132,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### Výpočet potřebného výkonu

Rychlost řetězového vlečnicku je volena  $v_1 = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$P_{1v} = i_v \cdot F_{t1} \cdot v_1 \quad (5.8)$$

$$P_{1v} = 3 \cdot 806,43 \cdot 0,1$$

$$P_{1v} = 242 \text{ W}$$

Kde:

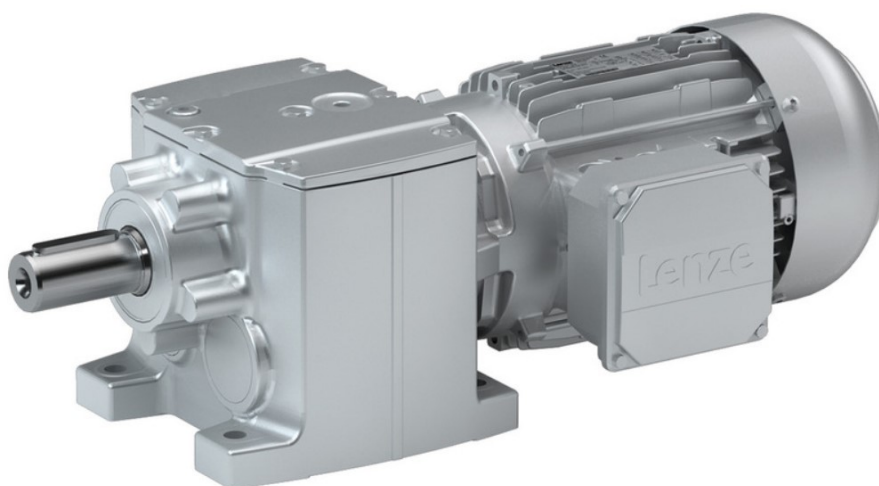
$v_1$  – Rychlost řetězového vlečnicku [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

## Volba pohonu a spojky řetězového vlečnicku

Podle vypočteného výkonu, kroutícího momentu a stanovené rychlosti vlečnicku je volen elektromotor s čelní převodovkou od firmy Lenze [20] (Obr. 5.2). Výkon a točivý moment voleného motoru je vyšší než potřebný z důvodu použití zařízení v náročných podmínkách hutního provozu. Pro spojení pohonu s řetězovými vlečníky volím axiální čepovou spojku s pružnými pouzdry BKN 125 [13].

Tab. 2 Parametry elektromotoru s převodovkou

Převodovka	g500-H450
Motor	m550-P90/M4
Výkon	1100 W
Frekvence	50 Hz
Výstupní otáčky	18 r·min <sup>-1</sup>
Výstupní točivý moment	548 N·m



Obr. 5. 2 Elektromotor s čelní převodovkou Lenze [23]

### Návrh průměru hnacího hřídele vlečnicku

Materiál hřídele je volen 11 600 a dovolené napětí v míjivém krutu pro daný materiál je

$$\tau_{Dk} = 90 \cdot 10^6 \text{ Pa} [8].$$

$$\tau_{kv} \leq \tau_{Dk} \quad (5.9)$$

$$\frac{M_{k2v}}{W_{kv}} \leq \tau_{Dk}$$

$$\frac{M_{k2v}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{1v}^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$d_{1v} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{k2v}}{\tau_{Dk} \cdot \frac{\pi}{16}}}$$

$$d_{1v} \geq \sqrt[3]{\frac{548}{90 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{16}}}$$

$$d_{1v} \geq 31,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

$M_{k2v}$  – Výstupní kroutící moment pohonu vlečnicku [ $N \cdot m$ ]

$\tau_{Dk}$  – Dovolené napětí v krutu [ $Pa$ ] [8].

Nejmenší průměr hnacího hřídele je volen  $d_{1v} = 35 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ .

### **Kontrola pera na otlačení**

Spojení mezi hnací hřídelí a hnacím řetězovým kolem je zajištěno pomocí těsného pera 12x8x50 ČSN 02 2562.

#### **Výpočet síly působící na těsné pero v náboji**

$$F_1 = \frac{M_{k2v}/i_v}{\frac{d_{2v}}{2} + \frac{t_2}{2}} \quad (5.10)$$

$$F_1 = \frac{485/3}{\frac{0,040}{2} + \frac{0,0031}{2}}$$

$$F_1 = 7501,93 \text{ N}$$

Kde:

$M_{k2}$  – Výstupní kroutící moment pohonu [ $N \cdot m$ ]

$d_{2v}$  – Průměr hřídele v místě uložení hnacího kola [m]

$t_2$  – Výška drážky pro pero v náboji [m] [8]

#### **Výpočet tlaku v náboji**

Dovolený tlak v ocelovém náboji je volen  $p_{2D} = 120 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  [8].

$$p_2 \leq p_{2D} \quad (5.11)$$

$$\frac{F_1}{l_1 \cdot t_3} \leq p_{2D}$$

$$\frac{7501,93}{0,038 \cdot 0,0031} \leq 120$$

$$63,7 \cdot 10^6 \leq 120 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

$l_1$  – Účinná délka pera vlečnicku [m]

Návrh spoje pomocí těsného pera vyhovuje.

## 5. 2 Pevnostní kontrola řetězu

### Kontrola bezpečnosti řetězu proti přetržení

Válečkové řetězy jsou namáhány na tah a mohou být přetrženy. Tahová síla v řetězu  $F_{t1}$  je tvořena obvodovou silou  $F_{t1}$  přenášeného výkonu, tahovou složkou  $F_{c1}$  od odstředivé síly a tahové složky  $F_{m1}$  od tíhy řetězu.

#### Stanovení tahové složky

$$F_{c1} = \frac{dF_{OD}}{2 \cdot \sin \frac{d\phi}{2}} \quad (5.12)$$

$$F_{c1} = \frac{m_1 \cdot d\phi \cdot v_1^2}{2 \cdot \frac{d\phi}{2}}$$

$$F_{c1} = m_1 \cdot v_1^2$$

$$F_{c1} = 1,25 \cdot 0,1^2$$

$$F_{c1} = 0,013 \text{ N}$$

#### Výpočet průhybu řetězu

$$h_1 = 0,015 \cdot A_1 \quad (5.13)$$

$$h_1 = 0,015 \cdot 0,35$$

$$h_1 = 5,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

$A_1$  — Osová vzdálenost mezi kladkou a hnaným kolem vlečnicku [m]

### Výpočet tahové složky

$$F_{m1} \cdot h_1 = G \cdot \frac{A_1}{4} \quad (5.14)$$

$$F_{m1} \cdot h_1 = m_1 \cdot \frac{A_1}{2} \cdot g \cdot \frac{A_1}{4}$$

$$F_{m1} \cong \frac{m_1 \cdot A_1^2}{8 \cdot h_1} \cdot g$$

$$F_{m1} \cong \frac{1,25 \cdot 0,35^2}{8 \cdot 5,25 \cdot 10^{-3}} \cdot 9,81$$

$$F_{m1} \cong 35,77 \text{ N}$$

### Výpočet tahové síly v řetězu

$$F_{\text{ř1}} = F_{t1} + F_{c1} + F_{m1} \quad (5.15)$$

$$F_{\text{ř1}} = 806,5 + 0,013 + 35,77$$

$$F_{\text{ř1}} = 842,3 \text{ N}$$

### Výpočet součinitele statické bezpečnosti

$$k_{s1} = \frac{F_{pt1}}{F_{\text{ř1}}} \geq 7 \quad (5.16)$$

$$k_{s1} = \frac{30000}{842,3} \geq 7$$

$$k_{s1} = 35,6 \geq 7$$

Kde:

$$F_{pt1} \quad - \text{ Síla při přetržení řetězu 12B – 1 [N] [8]}$$

Podmínka statické bezpečnosti řetězu vlečnicku vyhovuje.

### Výpočet součinitele dynamické bezpečnosti

$$k_{D1} = \frac{F_{pt1}}{F_{r1} \cdot Y} \geq 5 \quad (5.17)$$

$$k_{D1} = \frac{30000}{842,3 \cdot 2} \geq 5$$

$$k_{D1} = 17,8 \geq 5$$

Kde:

$Y$  – Činitel rázů [–] [8]

Podmínka dynamické bezpečnosti řetězu vlečnicku vyhovuje.

### Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

#### Výpočet dovoleného tlaku

$$p_{D1} = p_{s1} \cdot \lambda_1 \quad (5.18)$$

$$p_{D1} = 31,98 \cdot 10^6 \cdot 0,83$$

$$p_{D1} = 26,54 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

$p_{s1}$  – Směrný tlak v kloubu řetězu vlečnicku [Pa] [8]

$\lambda_1$  – Činitel tření vlečnicku [–] [8]

#### Výpočet měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_{m1} = \frac{F_{r1}}{S_{k1}} \leq p_{D1} \quad (5.19)$$

$$p_{m1} = \frac{842,3}{8,9 \cdot 10^{-5}} \leq 26,54 \cdot 10^6$$

$$p_{m1} = 9,5 \cdot 10^6 \leq 26,54 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

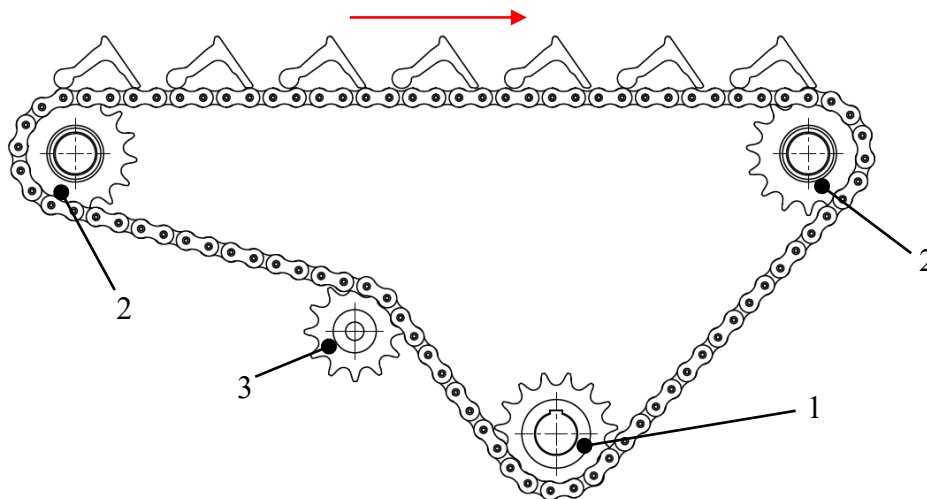
$S_{k1}$  – Plocha kloubu řetězu 12B – 1 [m<sup>2</sup>] [8]

Podmínka měrného tlaku v kloubu řetězu vlečnicku vyhovuje.



## 6 Návrh a výpočet řetězového dopravníku

Další části manipulátoru o délce 5 m jsou 3 řetězové dopravníky spřažené společnou hřídelí podobně jako vlečníky. Délka dopravní plochy je 0,8 m a jednotlivé dopravníky jsou od sebe vzdáleny 1,56 m.



Obr. 6. 1 Řetězový dopravník

1- Hnací řetězové kolo; 2- Hnané řetězové kolo; 3- Napínací řetězové kolo.

### 6. 1 Výpočet dopravníku a návrh pohonu

Pro řetězový dopravník je volen dopravní válečkový řetěz 16B-1 ISO 606.

#### Výpočet roztečného průměru řetězového kola

Převodový poměr řetězového dopravníku je volen  $i_2 = 1$ . Z toho důvodu je volen počet zubů řetězových kol  $z_2 = 18$ .

$$D_{1d} = \frac{t_3}{\sin \frac{180}{z_2}} \quad (6.1)$$

$$D_{1d} = \frac{25,4 \cdot 10^{-3}}{\sin \frac{180}{15}}$$

$$D_{1d} = 122 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

$t_3$  – Rozteč článků řetězu 12B – 1 [m] [8]

### Výpočet maximální hmotnosti nákladu dopravníku

Hmotnost nejtěžšího válcovaného profilu je  $m_p = 250 \text{ kg}$ .

$$m_{max2} = m_p \cdot i_{p2} \quad (6.2)$$

$$m_{max2} = 250 \cdot 7$$

$$m_{max2} = 1750 \text{ kg}$$

Kde:

$m_p$  – Hmotnost nejtěžšího profilu [kg]

$i_{p2}$  – Počet profilů na dopravníku [–]

### Výpočet délky řetězu dopravníku

Počet článku řetězu byl zjištěn pomocí generátoru řetězového převodu programu Autodesk Inventor 2018, pomocí kterého se provedlo vymezení vzdálenosti mezi jednotlivými řetězovými koly a také kontrola celého návrhu řetězového převodu dopravníku (Příloha F).

$$L_{r1d} = X_2 \cdot t_3 \quad (6.3)$$

$$L_{r1d} = 88 \cdot 25,4 \cdot 10^{-3}$$

$$L_{r1d} = 2,24 \text{ m}$$

Kde:

$X_2$  – Počet článku řetězu 16B – 1 [–] [8]

### Výpočet hmotnosti řetězu dopravníku

$$m_{\check{r}1d} = L_{\check{r}2} \cdot m_2 \quad (6.4)$$

$$m_{\check{r}1d} = 2,24 \cdot 2,7$$

$$m_{\check{r}1d} = 6 \text{ kg}$$

Kde:

$$m_2 \quad - \text{Hmotnost 1m řetězu 16B} - 1 [\text{kg}] [8]$$

### Stanovení součinitele provozu dopravníku

Pro výpočet tažné síly dopravního řetězu vlečnicku je nutné stanovit součinitele provozu [21]. Součinitel provozu  $f_{s2}$  je součinem dílčích součinitelů podmínek provozu příčné dopravy profilů.

$$f_{s2} = f_{p2} \cdot f_{z2} \cdot f_{r2} \cdot f_{pr2} \cdot f_{hd2} \quad (6.5)$$

$$f_{s2} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1$$

$$f_{s2} = 3,51$$

Kde:

$$f_{pd2} \quad - \text{Součinitel polohy nákladu dopravníku} [-] [21]$$

$$f_{zd2} \quad - \text{Součinitel charakteristiky zatížení dopravníku} [-] [21]$$

$$f_{rd2} \quad - \text{Součinitel frekvence rozběhu dopravníku} [-] [21]$$

$$f_{pr2} \quad - \text{Součinitel pracovního prostředí dopravníku} [-] [21]$$

$$f_{hd2} \quad - \text{Součinitel počtu pracovních hodin dopravníku} [-] [21]$$

### Výpočet tažné síly dopravníku

$$F_{t2} = g \cdot \frac{(m_{ř1d} + m_{max2}) \cdot f \cdot f_s \cdot f_v}{i_d} \quad (6.6)$$

$$F_{t2} = 9,81 \cdot \frac{(6 + 1750) \cdot 0,2 \cdot 3,51 \cdot 0,7}{3}$$

$$F_{t2} = 2821,7 \text{ N}$$

Kde:

$f_v$  – Součinitel rychlosti [–] [21]

$i_d$  – počet dopravníků [–]

### Výpočet potřebného krouticího momentu

$$M_{kd1} = i_d \cdot F_{t2} \cdot \frac{D_{1d}}{2} \quad (6.7)$$

$$M_{kd1} = 3 \cdot 2821,7 \cdot \frac{122 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_{kd1} = 516,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### Výpočet potřebného výkonu

Rychlost řetězového dopravníku je volena  $v_2 = 0,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$P_{1d} = i_d \cdot F_{t2} \cdot v_2 \quad (6.8)$$

$$P_{1d} = 3 \cdot 2821,7 \cdot 0,11$$

$$P_{1d} = 931,2 \text{ W}$$

Kde:

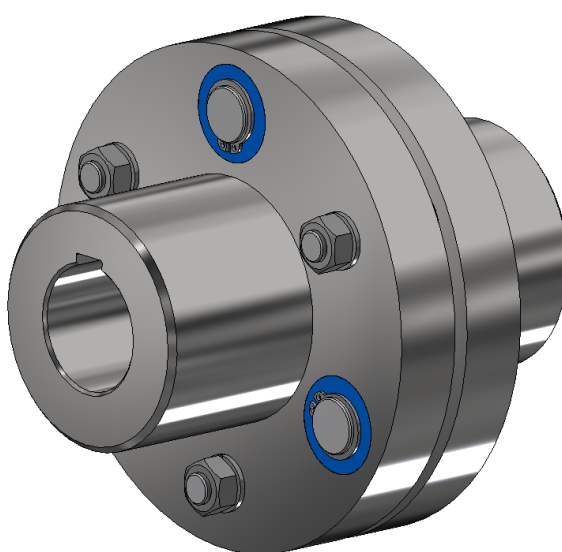
$v_2$  – Rychlost řetězového dopravníku [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

## Volba pohonu řetězového dopravníku

Podle vypočteného potřebného výkonu, kroutícího momentu a stanovené rychlosti dopravníku je volen elektromotor s čelní převodovkou od firmy Lenze [20] (Obr. 5.2). Výkon a točivý moment voleného motoru je vyšší než potřebný z důvodu použití zařízení v náročných podmínkách hutního provozu. Pro přenos výkonu od pohonu na řetězový dopravník, volím axiální čepovou spojku s pružnými pouzdry BKN 200 [13].

Tab. 3 Parametry pohonu dopravníku

Převodovka	g500-H600
Motor	m550-P90/M4
Výkon	1100 W
Frekvence	50 Hz
Výstupní otáčky	16 r·min <sup>-1</sup>
Výstupní točivý moment	618 N·m



Obr. 6. 2 Spojka BKN

### Návrh průměru hnacího hřídele dopravníku

Materiál hřídele je volen 11 600 a dovolené napětí v míjivém krutu pro daný materiál je

$$\tau_{Dk} = 90 \cdot 10^6 \text{ Pa [8].}$$

$$\tau_{kd} \leq \tau_{Dk} \quad (6.9)$$

$$\frac{M_{k2d}}{W_{kd}} \leq \tau_{Dk}$$

$$\frac{M_{k2d}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{1d}^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$d_{1d} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{k2d}}{\tau_{Dk} \cdot \frac{\pi}{16}}}$$

$$d_{1d} \geq \sqrt[3]{\frac{618}{90 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{16}}}$$

$$d_{1d} \geq 32,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

$M_{k2d}$  – Výstupní kroutící moment pohonu dopravníku [ $N \cdot m$ ]

$\tau_{Dk}$  – Dovolené napětí v krutu [ $Pa$ ] [8]

Nejmenší průměr hnacího hřídele je volen  $d_{1d} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ .

### **Kontrola pera na otlačení**

Spojení mezi hnací hřídelí a hnacím řetězovým kolem je zajištěno pomocí těsného pera 12x8x50 ČSN 02 2562.

#### **Výpočet síly působící na těsné pero v náboji**

$$F_2 = \frac{M_{k2d}/i_d}{\frac{d_{2d}}{2} + \frac{t_3}{2}} \quad (6.10)$$

$$F_2 = \frac{618/3}{\frac{0,045}{2} + \frac{0,0035}{2}}$$

$$F_2 = 8494,85 \text{ N}$$

Kde:

$M_{k2d}$  – Výstupní kroutící moment pohonu dopravníku [ $N \cdot m$ ]

$d_{2d}$  – Průměr hřídele v místě uložení hnacího kola dopravníku [ $m$ ]

$t_3$  – Výška drážky pro pero v náboji dopravníku [ $m$ ] [8]

#### **Výpočet tlaku v náboji**

Dovolený tlak v ocelovém náboji je volen  $p_{2D} = 120 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  [8].

$$p_{2d} \leq p_{2D} \quad (6.11)$$

$$\frac{F_2}{l_2 \cdot t_3} \leq p_{2D}$$

$$\frac{8494,85}{0,036 \cdot 0,0035} \leq 120$$

$$67,4 \cdot 10^6 \leq 120 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

$l_2$  – Účinná délka pera dopravníku [ $m$ ]

Návrh spoje pomocí těsného pera vyhovuje.



## 6. 2 Pevnostní kontrola dopravního řetězu

### Kontrola bezpečnosti řetězu proti přetržení

Válečkové řetězy jsou namáhány na tah a mohou být přetrženy. Tahová síla v řetězu  $F_{t2}$  je tvořena obvodovou silou  $F_{t2}$  přenášeného výkonu, tahovou složkou  $F_{c2}$  od odstředivé síly a tahové složky  $F_{m2}$  od tíhy řetězu.

#### Stanovení tahové složky

$$F_{c2} = \frac{dF_{OD}}{2 \cdot \sin \frac{d\phi}{2}} \quad (6.12)$$

$$F_{c2} = \frac{m_1 \cdot d\phi \cdot v_1^2}{2 \cdot \frac{d\phi}{2}}$$

$$F_{c2} = m_2 \cdot v_2^2$$

$$F_{c2} = 2,7 \cdot 0,12^2$$

$$F_{c2} = 0,039 \text{ N}$$

#### Výpočet průhybu řetězu

$$h_2 = 0,015 \cdot A_2 \quad (6.13)$$

$$h_2 = 0,015 \cdot 0,8$$

$$h_2 = 12 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

$A_2$  — Osová vzdálenost mezi kladkou a hnáným kolem dopravníku[m]

### Výpočet tahové složky

$$F_{m2} \cdot h_2 = G \cdot \frac{A_2}{4} \quad (6.14)$$

$$F_{m2} \cdot h_2 = m_2 \cdot \frac{A_1}{2} \cdot g \cdot \frac{A_1}{4}$$

$$F_{m2} \cong \frac{m_2 \cdot A_2^2}{8 \cdot h_2} \cdot g$$

$$F_{m2} \cong \frac{2,7 \cdot 0,8^2}{8 \cdot 12 \cdot 10^{-3}} \cdot 9,81$$

$$F_{m2} \cong 176,6 \text{ N}$$

### Výpočet tahové síly v řetězu

$$F_{\check{r}2} = F_{t2} + F_{c2} + F_{m2} \quad (6.15)$$

$$F_{\check{r}2} = 2821,7 + 0,039 + 176,6$$

$$F_{\check{r}2} = 2998,34 \text{ N}$$

### Výpočet součinitele statické bezpečnosti

$$k_{s2} = \frac{F_{pt2}}{F_{\check{r}2}} \geq 7 \quad (6.16)$$

$$k_{s2} = \frac{65000}{2998,34} \geq 7$$

$$k_{s2} = 21,68 \geq 7$$

Kde:

$F_{pt2}$  – Síla při přetržení řetězu 16B – 1 [N] [8]

Podmínka statické bezpečnosti řetězu dopravníku vyhovuje.

### Výpočet součinitele dynamické bezpečnosti

$$k_{D2} = \frac{F_{pt2}}{F_{r2} \cdot Y} \geq 5 \quad (6.17)$$

$$k_{D2} = \frac{65000}{2998,34 \cdot 2} \geq 5$$

$$k_{D2} = 10,84 \geq 5$$

Kde:

$Y$  – Činitel rázů [–] [8]

Podmínka dynamické bezpečnosti řetězu dopravníku vyhovuje.

### Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

#### Výpočet dovoleného tlaku

$$p_{D2} = p_{s2} \cdot \lambda_2 \quad (6.18)$$

$$p_{D2} = 31,39 \cdot 10^6 \cdot 0,83$$

$$p_{D2} = 26,05 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

$p_{s2}$  – Směrný tlak v kloubu řetězu dopravníku [Pa] [8]

$\lambda_2$  – Činitel tření dopravníku [–] [8]

#### Výpočet měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_{m2} = \frac{F_{r2}}{S_{k2}} \leq p_{D2} \quad (6.19)$$

$$p_{m2} = \frac{2998,34}{2,1 \cdot 10^{-4}} \leq 26,05 \cdot 10^6$$

$$p_{m2} = 9,5 \cdot 10^6 \leq 26,54 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

$S_{k2}$  – Plocha kloubu řetězu 16B – 1 [m<sup>2</sup>] [8]

Podmínka měrného tlaku v kloubu řetězu dopravníku vyhovuje.

## 7 Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout konstrukční řešení manipulačního zařízení s válcovanými profily. Hlavním úkolem bylo provést analýzu současného stavu zařízení za rovnačkou profilů a navrhnout novou konstrukci, která zajistí usnadnění namáhavé práce obsluhy rovnačky při manipulaci s válcovanými profily po procesu rovnání. V úvodu práce bylo seznámení s výrobním procesem, současným stavem zařízení za rovnačkou a vyhodnocení jeho stavu. Na základě vyhodnocení jsem vytvořil koncepční návrhy řešení. Jednotlivé varianty jsem vzájemně vyhodnotil a následně vybral nejlepší konstrukční řešení, které se dále realizovalo. Následně jsem k danému řešení vytvořil kompletní 3D model a provedl popis jednotlivých částí konstrukce, dílů, funkce zařízení a samotné ovládání. Zařízení tvoří za rovnačkou profilů samostatnou linku, která je do určité míry automatická, především během příčné dopravy profilů. Během návrhu zařízení bylo dbáno na bezpečnost práce, kterou můžeme vidět v podobě centrálního stop tlačítka, které je součástí ovládacího panelu, kontrolky pro indikaci spuštění stroje a zavedení bezpečnostního indukčního snímače pro snímání vlečnicku. Další kapitoly mé práce se zabývají návrhem jednotlivých částí konstrukce. Při návrhu posuvné zarážky bylo hlavní stanovit maximální velikost nárazové síly, navrhnout vhodné silentbloky pro tlumení nárazu a následně provést pevnostní analýzu rámu zarážky při nárazu nejtěžšího profilu. Následující částí bylo navrhnout řetězový vlečnick, včetně pohonu a hnací hřídele, který zajišťuje dopravu materiálu na řetězový dopravník. Poslední části konstrukce jsou sdužovací kapsy, které je možné odpojit od zařízení a nahradit je například hnanou válečkovou tratí v další etapě modernizace úpravny profilů. V rámci diplomové práce jsem se zaměřil na řešení nejdůležitějších a nejkritičtějších částí konstrukce. Problematické bylo skloubit jednotlivé pracovní operace na malém příčném prostoru a zajistit jejich kontinuální návaznost při zachování poměrně snadného ovládání.

Díky získaným vědomostem v průběhu studia jsem navrhl funkční zařízení pro manipulaci s válcovanými profily, které usnadní namáhavou práci obsluhy rovnačky. V současné době je zařízení v procesu výroby, nyní jsou vyrobeny základní rámy manipulátorů a probíhá montáž jednotlivých komponentů (Příloha A).

## 8 Seznam použité literatury

[1] HELLEBRAND, Ladislav. *Válcovny a jejich zařízení*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1954.

[2] *Walcownie Bruzdowe: Viktor Mácha* [online]. Polsko, 2012 [cit. 2019-04-25].

Dostupné z: <https://www.viktormacha.com/klicova-slova/walcownie-bruzdowe-1135.html>

[3] *Výrobní možnosti válcovny: VÚHŽ a.s.* [online]. Dobrá, 2017 [cit. 2019-04-25].

Dostupné z: <https://www.vuhz.cz/specialni-valcovane-profilu/vyrobnni-moznosti>

[4] *Kroková pec: E-THERM* [online]. In: . [cit. 2019-04-25]. Dostupné z:

<https://www.ethermtz.cz/picture/gallery//112-krokov-pece/details/01-krokov-pece.jpg>

[5] *Ostřík okují: Válcovna předvalků a profilů* [online]. In: . [cit. 2019-04-25].

Dostupné z: [https://www.trz.cz/modul\\_dokument/prilohy/1/281.jpg](https://www.trz.cz/modul_dokument/prilohy/1/281.jpg)

[6] Válcovací stolice VÚHŽ. In: *Docplayer* [online]. Hutnické listy, 2012 [cit. 2019-

04-25]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/7516048-M-e-t-a-l-l-u-r-g-i-c-a-l-j-o-u-r-n-a-l.html>

[7] SIGMUND, Lukáš. Výroba válcovaného profilu a její ověření pomocí numerické simulace. Brno, 2018. 60 s, 5 příloh, CD. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie, Odbor technologie tváření kovů a plastů. Vedoucí práce Ing. Jan Řiháček, Ph. D.

[8] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081

[9] Nosné rolny. *Matis* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:

[http://www.matis.cz/data/pdf/linearni\\_technika\\_rolnickova\\_vedeni/38.pdf](http://www.matis.cz/data/pdf/linearni_technika_rolnickova_vedeni/38.pdf)

[10] Podpůrné rolny. *Matis* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:

[http://www.matis.cz/data/pdf/linearni\\_technika\\_rolnickova\\_vedeni/26-27.PDF](http://www.matis.cz/data/pdf/linearni_technika_rolnickova_vedeni/26-27.PDF)

[11] Hladké válečky. *AMG Karel Pícha* [online]. [cit.2019-05-05]. Dostupné z:

<http://www.amgpicha.cz/files/108-6204.pdf>

[12] Ložisková tělesa UCP. *Matis* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:

[http://www.matis.cz/data/pdf/strojni\\_soucasti/037.pdf](http://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/037.pdf)

- [13] Spojky BKN. *Elprim* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:  
<http://www.elprim.cz/katalogy/bkn.pdf>
- [14] POKORNÝ, Arnošt. *Tvářecí stroje: Podélná a příčná doprava a manipulátory, dělicí a rovnací stroje*. 1. vydání, VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1990. ISBN 80-7078-068-1.
- [15] Silentbloky. *Elesa-Ganter* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:  
<http://www.pab.cz/files/j031.pdf>
- [16] Pneumatické válce DSBC. *Festo* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:  
[https://www.festo.com/cat/en-gb\\_gb/data/doc\\_CS/PDF/CZ/DSBC\\_CZ.PDF](https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_CS/PDF/CZ/DSBC_CZ.PDF)
- [17] Pneumatický válec DSBC. *Mediarsonline* [online]. [cit.2019-05-05]. Dostupné z:  
[https://media.rs-online.com/t\\_large/F1215291-01.jpg](https://media.rs-online.com/t_large/F1215291-01.jpg)
- [18] Kyvná příruba SNCB. *Landefeld* [online]. [cit.2019-05-05]. Dostupné z:  
<https://www.landefeld.com/shop/media/festo/produkte/18bp2080.jpg>
- [19] Rolna HPVA. In: *Mediarsonline* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:  
<http://www.osborn.com/media/PDF/literature-de/Osborn-Tragrollen-German.pdf>
- [20] Katalog pohonů. *Lenze* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:  
[http://www.lenze.com/fileadmin/lenze/documents/en/catalogue/CAT\\_g500\\_HSB\\_MD\\_m240\\_13523381\\_en\\_GB.pdf](http://www.lenze.com/fileadmin/lenze/documents/en/catalogue/CAT_g500_HSB_MD_m240_13523381_en_GB.pdf)
- [21] Volba dopravního řetězu. *Kovos-retezy* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:  
[http://www.kovos-retezy.cz/data/volba\\_dopravniho.pdf](http://www.kovos-retezy.cz/data/volba_dopravniho.pdf)
- [22] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [23] Elektromotor s převodovkou. *Lenze* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z:  
[https://www.lenze.com/fileadmin/\\_processed\\_/csm\\_E0019\\_g500\\_H450\\_90\\_FA\\_LGX\\_X\\_e81ac0ecf6.jpg](https://www.lenze.com/fileadmin/_processed_/csm_E0019_g500_H450_90_FA_LGX_X_e81ac0ecf6.jpg)

## 9 Seznam příloh

Příloha A – Fotodokumentace výroby manipulátoru s válcovanými profily

Příloha B – Katalogový list válečku

Příloha C - Katalogový list ložiskového tělesa UCP

Příloha D - Katalogový list rolny HPVA

Příloha E - Kontrolní výpočet řetězového vlečnicku- Autodesk Inventor 2018

Příloha F - Kontrolní výpočet řetězového dopravníku- Autodesk Inventor 2018

Příloha G - Výkres Manipulátoru s profily-sestava (č. v. PAS0098-DP-S01)

Příloha H - Výkres Manipulátoru s profily 1- sestava (č. v. PAS0098-DP-S02)

Příloha I - Výkres Řetězového dopravníku 1- sestava (č. v. PAS0098-S09)

Příloha J - Výkres Řetězového kola 2- svařenec (č. v. PAS0098-DP-S24)

Příloha K - Výrobní výkres hřídele 1 (č. v. PAS0098-D08)

Příloha L – Kompaktní disk CD obsahující:

- Diplomová práce,
- 3D model manipulačního zařízení s vál. profily,
- Přílohy A-F,
- Výkres manipulátoru s profily,
- Výkres Manipulátoru s profily 1,
- Výkres řetězového dopravníku 1,
- Výkres řetězového kola 2,
- Výrobní výkres hřídele 1,
- Poster diplomové práce.



## **Poděkování**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce panu Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za jeho odbornou konzultaci při vytváření této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Pavlu Juroszovi z firmy VÚHŽ a.s. za jeho odborné rady a všem, kteří mě ve studiu na vysoké škole podporovali.